

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA  
FAKULTA STROJNÍ  
KATEDRA ENERGETIKY

System vytápění s tepelným čerpadlem voda-voda  
Heating system with Water to Water heat pump

Vedoucí diplomové práce:  
Student:

doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.  
Bc. Pavel Kudr

Ostrava, 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Kudr**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Systém vytápění s tepelným čerpadlem voda - voda**  
**Heating System with Water to Water Heat Pump**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt systému vytápění a přípravy teplé vody v rodinném domě s využitím tepelného čerpadla voda-voda. Při návrhu vycházejte z konkrétních klimatických poměrů v dané lokalitě.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Výpočet tepelně izolačních vlastností domu a sezónní potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody.
2. Kapacitní a bilanční výpočty.
3. Konstrukční návrh tepelného čerpadla.
4. Projekt rozvodů a zapojení do stávajícího systému.
5. Stanovení environmentálního přínosu projektu a ekonomické vyhodnocení.

### Grafické práce:

Sestava tepelného čerpadla, Schéma systému vytápění a přípravy teplé vody, Dispoziční uspořádání v rámci objektu

### Seznam doporučené odborné literatury:

KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M. Obnovitelné zdroje energie. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80–7078–445–8.

HUMM, O. Nízkoenergetické domy. Praha : Grada, 1999. 353 s. ISBN 80–7169–657–9.

TURNER, W., C. Energy Management Handbook. 3. vyd. Lilburn : The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0–13–728098–X.

SMOLÍK, J. Technika prostředí. Praha : SNTL/ALFA, 1985. 317 s.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. Fundamental of Engineering Thermodynamics. 2.vyd. New York : John Wiley & Sons, Inc., 1992. ISBN 0471076813.

DVOŘÁK Z., KLAZAR L., PETRÁK J. Tepelná čerpadla. Vyd. 1. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.

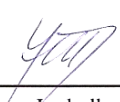
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

děkan fakulty

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)

V Ostravě.....

.....

plné jméno diplomata

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Pavel Kudr. *Systém vytápění s tepelným čerpadlem voda – voda.*

Ostrava: VŠB – Technická Univerzita, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 66str.

Diplomová práce, vedoucí: doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem systému na vytápění a přípravu teplé užitkové vody s využitím tepelného čerpadla voda – voda. V úvodní kapitole je proveden výpočet tepelné ztráty daného objektu a na základě této ztráty je vyhodnocena potřeba tepelné energie pro vytápění. Následující kapitolu lze rozdělit na teoretickou, v níž je popsáno základní rozdělení a princip tepelných čerpadel a část praktickou, kde je vypracován konstrukční návrh tepelného čerpadla a otopné soustavy. V závěrečné kapitole je provedeno ekonomické a environmentální zhodnocení navrženého systému.

## ANNOTATION OF THESIS

Bc. Pavel Kudr. *Heating system with Water to Water heat pump.*

Ostrava: VŠB – Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetic, 2011, 66pages.

Diploma thesis supervisor: doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

This thesis describes the design of heating and domestic hot water using heat pump water - water. The first chapter is done to calculate the thermal losses of the building and on the basis of this loss is evaluated by thermal energy needed for heating. The following chapter is divided into theoretical, in which he described the basic principle of distribution and heat pumps and a practical part, where the design is drawn and heat pump heating system.

In the final chapter of the economic and environmental evaluation of proposed system.

<b>1. Úvod .....</b>	<b>1</b>
1.1 Historický vývoj tepelných čerpadel .....	1
<b>2. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění.....</b>	<b>2</b>
2.1 Výpočtové veličiny .....	2
2.2 Výpočtové vztahy .....	3
<b>3. Základní informace o rodinném domě.....</b>	<b>6</b>
<b>4. Výpočet tepelné ztráty rodinného domu.....</b>	<b>7</b>
4.1 Základní tepelná ztráta - $Q_O$ .....	7
4.1.1 Základní tepelná ztráta prostupem tepla okny a dveřmi – $Q_{Ok+dv}$ .....	7
4.1.2 Základní tepelná ztráta prostupem tepla obvodovými zdmi - $Q_{Oz}$ .....	8
4.1.3 Základní tepelná ztráta prostupem tepla podlahou - $Q_{Op}$ .....	9
4.1.4 Základní tepelná ztráta prostupem tepla stropem - $Q_{Os}$ .....	10
4.2 Tepelná ztráta prostupem tepla - $Q_P$ .....	11
4.3 Tepelná ztráta větráním - $Q_V$ .....	12
4.3.1 Objemový tok větracího vzduchu při přirozeném větrání - $V_{VP}$ .....	13
4.3.2 Objemový tok větracího vzduchu z hygienických a tech. požadavků - $V_{vH}$ ....	13
4.4 Tepelná zisky - $Q_Z$ .....	14
4.5 Celková tepelná ztráta místnosti 1.01 + 1.02 - $Q_C$ .....	14
4.6 Celková tepelná ztráta rodinného domu - $Q_{CRD}$ .....	15
<b>5. Stanovení potřeby tepelné energie.....</b>	<b>16</b>
5.1 Měsíční potřeba tepelné energie pro ohřev TUV - $Q_{TUV}$ .....	16
5.2 Měsíční potřeba tepelné energie pro vytápění – $Q_{VYT}$ .....	17
5.3 Celková roční potřeba tepelné energie .....	17
<b>6. Návrh systému na vytápění a celoroční přípravu TUV.....</b>	<b>18</b>
6.1 Stanovení bivalentního bodu.....	18
6.2 Volba bivalentního provozu.....	19
6.2.1 Monovalentní provoz .....	19
6.2.2 Paralelně bivalentní a Monoenergetický provoz.....	19
6.2.3 Alternativně bivalentní provoz.....	19

<b>7. Tepelné čerpadlo .....</b>	<b>22</b>
7.1 Rozdělení tepelných čerpadel .....	22
7.1.1 Vzduch jako zdroj tepla .....	22
7.1.2 Země jako zdroj tepla .....	23
7.1.3 Podzemní voda jako zdroj tepla .....	23
7.2 Princip tepelného čerpadla .....	24
7.3 Teoretický pracovní cyklus tepelného čerpadla .....	25
7.4 Výpočet tepelného čerpadla .....	26
<b>8. Návrh tepelného čerpadla .....</b>	<b>30</b>
8.1 Primární okruh tepelného čerpadla .....	30
8.1.1 Čerpací a vsakovací studna .....	30
8.1.2 Ponorné čerpadlo primárního okruhu .....	31
8.1.3 Příslušenství primárního okruhu .....	33
8.2 Chladivový okruh tepelného čerpadla .....	33
8.2.1 Chladivo .....	33
8.2.2 Kompresor .....	35
8.2.3 Presostat .....	39
8.2.4 Výměníky tepla .....	40
8.2.5 Sběrač kapalného chladiva .....	42
8.2.6 Filtrdehydrátor .....	42
8.2.7 Elektromagnetický ventil v kapalinovém okruhu .....	44
8.2.8 Průhledítko .....	45
8.2.9 Expanzní ventil .....	46
8.2.10 Měděné potrubí .....	48
8.3 Sekundární okruh .....	49
8.3.1 Akumulační zásobník + příslušenství .....	50
8.3.2 Trubkový výměník .....	51
8.3.3 Zásobník TUV .....	52
8.3.4 Elektrické topná tělesa s termostatickou hlavicí .....	53

8.3.5 Oběhová čerpadla topného okruhu.....	54
8.3.6 Tlaková expanzní nádoba.....	55
8.3.7 Příslušenství sekundárního okruhu .....	55
<b>9. Zhodnocení navrženého systému.....</b>	<b>56</b>
<b>10. Ekonomické zhodnocení.....</b>	<b>58</b>
10.1 Náklady na vytápění a přípravu TUV plynovým kotlem – $C_{PK}$ .....	58
10.2 Náklady na vytápění a přípravu TUV tepelným čerpadlem – $C_{TČ}$ .....	59
10.3 Roční úspora nákladů na vytápění a přípravu TUV - $C_{ÚN}$ .....	60
10.4 Celkové investiční náklady - $C_{IN}$ .....	61
10.5 Doba návratnosti investic - $D_{NI}$ .....	62
<b>11. Environmentální zhodnocení.....</b>	<b>62</b>
11.1 Výpočet produkce emisí TČ .....	63
11.2 Výpočet produkce emisí plynovým kotlem .....	63
11.3 Porovnání obou zdrojů .....	63
<b>12. Závěr .....</b>	<b>64</b>
12.1 Seznam použité literatury.....	65
12.2 Seznam webových zdrojů .....	65
12.3 Seznam příloh .....	65
12.4 Seznam výkresové dokumentace .....	66
<b>13. Přílohy .....</b>	<b>66</b>

## Seznam symbolů a značek

Značka	Název	Jednotka
B	Charakteristické číslo budovy	$\text{Pa}^{0,67}$
$C_{\text{IN}}$	Celkové investiční náklady	Kč
$\text{COP}_{\text{IDEAL}}$	Ideální topný faktor	-
$\text{COP}_{\text{SKUT}}$	Skutečný topný faktor	-
$C_{\text{PK}}$	Náklady na vytápění a přípravu TUV plynovým kotlem	Kč
$C_{\text{TC}}$	Náklady na vytápění a přípravu TUV tepelným čerpadlem	Kč
$C_{\text{UN}}$	Roční úspora nákladů na vytápění a přípravu TUV	Kč
$D_{\text{NI}}$	Doba návratnosti investic	Rok
$E_{\text{SO2}}$	Emise Oxidu siřičitého	kg
L	Délka spár otevíratelných částí oken a venkovních dveří	m
M	Charakteristické číslo místnosti	-
$P_{\text{ie}}$	Izoentropický příkon kompresoru	W
$P_{\text{IN}}$	Výkon nízkopotenciálního zdroje	W
$P_{\text{K}}$	Příkon kompresoru	W
$P_{\text{OUT}}$	Výkon tepelného čerpadla	W
$P_{\text{PTČ}}$	Součet příkonu	W
$Q_{\text{C}}$	Celková tepelná ztráta	W
$Q_{\text{CRD}}$	Celková tepelná ztráta rodinného domu	W
$Q_{\text{EL}}$	Energie dodaná ze sítě pro pohon kompresoru	W
$Q_{\text{ch}}$	Chladicí výkon	W
$Q_{\text{IN}}$	Vstupní energie z nízkopotenciálního zdroje	W
$Q_{\text{k}}$	Tepelný výkon	W
$Q_{\text{O}}$	Základní tepelná ztráta prostupem tepla	W
$Q_{\text{OUT}}$	Výstupní energie do topného systému	W
$Q_{\text{P}}$	Tepelná ztráta prostupem tepla	W
$Q_{\text{TUV}}$	Měsíční potřeba tepelné energie pro ohřev TUV	Wh
$Q_{\text{V}}$	Tepelná ztráta větráním	W
$Q_{\text{VYM}}$	Tepelný výkon výměníku	W
$Q_{\text{VYT}}$	Měsíční potřeba tepelné energie pro vytápění	Wh
$Q_{\text{Z}}$	Trvalé tepelné zisky	W
$S_{1,2}$	Ochlazovaná část stavební konstrukce	$\text{m}^2$
V	Objem	$\text{m}^3$
$V_{\text{m}}$	Vnitřní objem místnosti	$\text{m}^3$
$V_{\text{v}}$	Objemový tok větracího vzduchu	$\text{m}^3 / \text{s}$



$V_{vH}$	Objemový tok větracího vzduchu z hygienických požadavků	$m^3 / s$
$V_{vP}$	Objemový tok větracího vzduchu při přirozeném větrání	$m^3 / s$
$\Delta t_{stř}$	Střední teplotní rozdíl	$^{\circ}C$
$a_{ie}$	Izoentropická měrná práce kompresoru	$J / kg$
$c_v$	Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	$J / kg K$
$d$	Počet topných dní v měsíci	-
$d_{1S}$	Vnitřní průměr sací trubky	mm
$d_{2V}$	Vnitřní průměr výtlačné trubky	mm
$d_{3K}$	Vnitřní průměr kapalinové trubky	mm
$h$	Entalpie	$J / kg$
$i_{LV}$	Součinitel spárové průvzdušnosti	$m^2 / s Pa^{0,67}$
$k$	Součinitel prostupu tepla	$W / m^2 K$
$k_c$	Průměrný součinitel prostupu tepla	$W / m^2 K$
$l_i$	Tloušťka materiálu i-té vrstvy	m
$m$	Hmotnostní průtok	$kg / s$
$n$	Počet dní daného měsíce	-
$n_h$	Potřeba intenzity výměny vzduchu	$1 / h$
$p_1$	Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí	-
$p_2$	Přirážka na urychlení zátopy	-
$p_3$	Přirážka na světovou stranu	-
$p_k$	Kondenzační tlak	kPa
$p_v$	Vypařovací tlak	kPa
$q_{ch}$	Měrná chladivost	$J / kg$
$q_t$	Měrná topivost	$J / kg$
$t_e$	Výpočtová teplota na vnější straně konstrukce	$^{\circ}C$
$t_{evyp.}$	Výpočtová vnější teplota vzduchu	$^{\circ}C$
$t_{ez}$	Průměrná teplota zeminy	$^{\circ}C$
$t_i$	Výpočtová teplota na vnitřní straně konstrukce	$^{\circ}C$
$t_{ie}$	Výpočtová vnitřní teplota nevytápěných místností	$^{\circ}C$
$t_{IN}$	Vstupní teplota nízkopotenciálního zdroje	$^{\circ}C$
$t_{is}$	Průměrná vnitřní výpočtová teplota	$^{\circ}C$
$t_k$	Kondenzační teplota	$^{\circ}C$
$t_{OUT}$	Výstupní teplota do topného systému	$^{\circ}C$
$t_{SV}$	Teplota studené vody	$^{\circ}C$
$t_{TUV}$	Teplota užitkové vody	$^{\circ}C$
$t_{TV}$	Teplota topné vody	$^{\circ}C$
$t_{U,E}$	Teplota přepnutí (připnutí) záložního zdroje	$^{\circ}C$
$t_v$	Vypařovací teplota	$^{\circ}C$

$w_{1S}$	Rychlost proudění v sacím potrubí	m / s
$w_{2V}$	Rychlost proudění ve výtlačném potrubí	m / s
$w_{3K}$	Rychlost proudění kapaliny	m / s
$z$	Koeficient ztrát systému	-
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	W / m <sup>2</sup> K
$\alpha_i$	Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce	W / m <sup>2</sup> K
$\alpha_e$	Součinitel přestupu tepla na vnější straně konstrukce	W / m <sup>2</sup> K
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti materiálu	W / m K
$\lambda_i$	Součinitel tepelné vodivosti materiálu i-té vrstvy	W / m K
$\rho$	Hustota	kg / m <sup>3</sup>
$\varepsilon_t$	Topný faktor	-
$\varepsilon_{ch}$	Chladicí faktor	-
$v$	Objemový průtok chladiva	m <sup>3</sup> / h
$\eta_k$	Účinnost kotle	-
$\sigma$	Kompresní poměr	-
$\varphi$	Čerpací poměr	-
$\sum S$	Plocha všech konstrukcí ohraničujících vytápěnou místnost	m <sup>2</sup>

### Seznam zkratk

AZ	Akumulační zásobník
D56d	Dvoutarifová sazba za elektrickou energii
G	Bod bivalence
PB	Paralelně bivalentní provoz
PO	Počet obyvatel
RD	Rodinný dům
TČ	Tepelné čerpadlo
TEV	Termostatický expanzní ventil
TUV	Teplá užitková voda
TZL	Tuhé znečišťující látky
VYT	Vytápění
ZZ	Záložní zdroj
SO <sub>2</sub>	Oxid siřičitý
NO <sub>x</sub>	Oxidy dusíku
CO	Oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>	Oxid uhličitý

## 1. Úvod

V současnosti se společnost stále častěji zabývá otázkami vyčerpatelnosti fosilních paliv a jejich negativními vlivy na životní prostředí. Jsou hledány možnosti, jakým způsobem lze co nejefektivněji tyto paliva nahradit, nebo alespoň omezit jejich spotřebu. Tyto skutečnosti vedou k stále větší popularitě a využívání, obnovitelných zdrojů energie.

Kategorie alternativně obnovitelných zdrojů je značně rozsáhlá. Jedná se o zdroje, které se v přírodě kontinuálně nebo periodicky obnovují a zpravidla mají malý vliv na životní prostředí. Můžeme zde zařadit spalování biomasy a odpadů, využívání kinetické energie vody a větru pro výrobu elektrické energie, nebo přeměnu energie obsažené ve slunečních paprscích na energii tepelnou a elektrickou prostřednictvím slunečních kolektorů a fotovoltaických článků.

V menší míře se rovněž využívá energie z přílivů a odlivů moří, geotermální teplo země, případně teplo z nízkopotenciálních zdrojů. Tepelnou energii z nízkopotenciálních zdrojů lze přečerpávat jak ze země, tak i vody a vzduchu pomocí tepelných čerpadel.

Tato diplomová práce se zabývá tematikou a návrhem tepelného čerpadla voda-voda. Projekt lze rozdělit do několika částí. V úvodních kapitolách je proveden výpočet tepelných ztrát místností daného objektu a na základě celkové tepelné ztráty rodinného domu je vyhodnocena potřeba tepelné energie pro vytápění. V následujících kapitolách jsem provedl návrh systému na vytápění a přípravu užitkové vody. Teoretická část se zabývá popisem základních částí a rozdělení tepelných čerpadel. V praktické části jsem provedl samotný výpočet a návrh primárního, chladivového a sekundárního okruhu tepelného čerpadla.

V závěrečné části jsem sledoval ekonomické a environmentální přínosy a provedl zhodnocení navrženého systému.

### 1.1 Historický vývoj tepelných čerpadel

Princip tepelného čerpadla popsal před více než 150 lety W. T. Kelvin, ale k jeho praktickému využití dochází v Evropě převážně až kolem roku 1980. V tomto období se v důsledku ropné krize hledaly alternativy k tehdy rozšířenému vytápění fosilními palivy, především olejem.

[Citace, zdroj [www.asb-portal.cz](http://www.asb-portal.cz)]

## 2. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění

Výpočet tepelné ztráty rodinného domu jsem provedl dle normy ČSN 060210, použitím obálkové metody. Tato metoda vychází ze stanovení tepelné ztráty obvodových stěn, střechy a podlahy pod nejnižším podlažím. Při výpočtu jsem nezohledňoval tepelné zisky, neboť v průběhu dne je tato hodnota značně proměnná. Tepelné zisky se taky velice často znehodnocují častým větráním nebo přetápěním.

### 2.1 Výpočtové veličiny

#### Výpočtová teplota na vnější straně konstrukce - $t_e$

- Stanovuje se na základě průměrné teploty pěti nejchladnějších dnů za sebou následujících. Pro českou republiku se dlouhodobým meteorologickým pozorováním stanovily tři základní výpočtové teploty:  $t_e = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $t_e = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Výpočtové hodnoty teplot pro jednotlivá města jsou uvedeny v ČSN 060210 *tabulka[A. 1]*. Teplotu přilehlé zeminy  $t_{ez}$  ke stavební konstrukci lze stanovit odečtením z *tabulky[A. 6]*.

#### Výpočtová teplota na vnitřní straně konstrukce - $t_i$

- Výpočtová vnitřní teplota se volí, podle druhu a účelu použití dané, vytápěné či nevytápěné místnosti. Pro volbu vnitřní výpočtové teploty lze vycházet z *tabulky[A. 3]* pro vytápěné místnosti a z *tabulky[A. 2]* pro volbu teploty v nevytápěných místnostech. Tabulky jsou uvedeny v normě ČSN 060210.

#### Součinitel tepelné vodivosti materiálu - $\lambda$

- Hodnota součinitele tepelné vodivosti závisí na struktuře, hustotě a vlhkosti materiálu, tedy na druhu použité látky. Vlivem šíření tepla pouze jedním směrem (z teplejšího na chladnější), lze předpokládat, že i hodnota tohoto součinitele se bude u dané látky měnit s teplotou. Výpočtové hodnoty součinitele tepelné vodivosti pro jednotlivé materiály jsou uvedeny v normě ČSN 730540-3:2005.

#### Součinitel přestupu tepla - $\alpha$

- Tento součinitel je ovlivňován především tvarem obtékaných těles, směrem proudění vzhledem k povrchu materiálu a dalšími veličinami, které jsou charakteristické pro danou látku. Tedy i teplotami povrchu na vnitřní a vnější straně konstrukce.

## 2.2 Výpočtové vztahy

### Součinitel prostupu tepla - $k$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad [W / m^2 K] \quad \text{Rovnice[1]}$$

$\alpha_i$  .... Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce (interiér)  $[W / m^2 K]$

$\alpha_e$  .... Součinitel přestupu tepla na vnější straně konstrukce (exteriér)  $[W / m^2 K]$

$l_i$  .... Tloušťka materiálu i-té vrstvy  $[m]$

$\lambda_i$  .... Součinitel tepelné vodivosti materiálu i-té vrstvy  $[W / m K]$

### Průměrný součinitel prostupu tepla - $k_c$

$$k_c = \frac{Q_o}{\sum S \cdot (t_i - t_e)} \quad [W / m^2 K] \quad \text{Rovnice[2]}$$

$\sum S$  .... Plocha všech konstrukcí ohraničujících vytápěnou místnost  $[m^2]$

$t_i$  .... Výpočtová teplota na vnitřní straně konstrukce  $[^\circ C]$

$t_e$  .... Výpočtová teplota na vnější straně konstrukce  $[^\circ C]$

### Celková tepelná ztráta - $Q_C$

$$Q_C = Q_P + Q_V - Q_Z \quad [W] \quad \text{Rovnice[3]}$$

$Q_P$  .... Tepelná ztráta prostupem tepla  $[W]$

$Q_V$  .... Tepelná ztráta větráním  $[W]$

$Q_Z$  .... Trvalé tepelné zisky  $[W]$

### Základní tepelná ztráta místnosti - $Q_O$

$$Q_O = k_1 \cdot S_1 \cdot (t_i - t_{e1}) + k_2 \cdot S_2 \cdot (t_i - t_{e2}) + \dots + k_n \cdot S_n \cdot (t_i - t_{en}) \quad [W] \quad \text{Rovnice[4]}$$

$S_1, S_2 \dots S_n$  .... Ochlazována část stavební konstrukce  $[m^2]$

$k_1, k_2 \dots k_n$  .... Součinitel prostupu tepla vrstvou materiálu  $[W / m^2 K]$

$t_i$  .... Výpočtová teplota na vnitřní straně konstrukce  $[^\circ C]$

$t_{e1}, t_{e2} \dots t_{en}$  .... Výpočtová teplota na vnější straně konstrukce  $[^\circ C]$

Tepelná ztráta prostupem tepla -  $Q_P$ 

$$Q_P = Q_O \cdot (1 + p_1 + p_2 + p_3) \quad [W] \quad \text{Rovnice}[5]$$

$Q_O$  .... Základní tepelná ztráta prostupem tepla [W]

$p_1$  .... Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí [-]

$p_2$  .... Přirážka na urychlení zátoku [-]

$p_3$  .... Přirážka na světovou stranu [-]

Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí -  $p_1$ 

- Tato přirážka umožňuje zvýšit teplotu vzduchu uvnitř místnosti tak, aby i při nejnižších teplotách ochlazovaných konstrukcí byla dosažena požadovaná vnitřní teplota  $t_i$  ve vytápěných místnostech. Tato přirážka je závislá na průměrném součiniteli prostupu tepla  $k_c$  všech konstrukcí, ohraničujících danou místnost. Stanoví se dle vztahu.

$$p_1 = 0,15 \cdot k_c \quad [-] \quad \text{Rovnice}[6]$$

Přirážka na urychlení zátoku -  $p_2$ 

- Jestliže nejsme schopni při nejnižších venkovních teplotách  $t_e$  zajistit nepřerušovaný provoz vytápění je nutno zohlednit i přirážku na urychlení zátoku. Obecně se s touto přirážkou ovšem nepočítá, neboť i při nejnižších výpočtových venkovních teplotách, předpokládáme nepřerušovaný provoz vytápění.

Přirážka na světovou stranu -  $p_3$ 

- Hodnota přirážky na světovou stranu závisí na poloze nejvíce ochlazované konstrukce. V případě více konstrukcí rozhoduje poloha jejich rohu. Hodnoty přirážek na světovou stranu, jsou uvedeny v tabulce.

Světová strana	J	JZ	Z	SZ	S	SV	V	JV
Přirážka $p_3$	-0,05	0	0	0,05	0,1	0,05	0,05	0

Tabulka[2.2] – Hodnoty přirážek na světovou stranu

Tepelná ztráta místností větráním -  $Q_V$ 

$$Q_V = c_v \cdot V_v \cdot (t_i - t_e) \quad [W] \quad \text{Rovnice}[7]$$

$V_v$ ....	Objemový tok větracího vzduchu	$[m^3 / s]$
$t_i$ ....	Výpočtová teplota na vnitřní straně konstrukce	$[^\circ C]$
$t_e$ ....	Výpočtová teplota na vnější straně konstrukce	$[^\circ C]$
$c_v$ ....	Měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě $0^\circ C = 1300$	$[J / m^3 K]$

Objemový tok větracího vzduchu při přirozeném větrání -  $V_{vp}$ 

$$V_{vp} = \Sigma(i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M \quad [m^3 / s] \quad \text{Rovnice}[8]$$

$\Sigma(i_{LV} \cdot L)$ ....	Součet průvzdušnosti oken a venkovních dveří místnosti	$[m^3 / s Pa^{0,67}]$
$i_{LV}$ ....	Součinitel spárové průvzdušnosti	$[m^2 / s Pa^{0,67}]$
$L$ ....	Délka spár otevíratelných částí oken a venkovních dveří	$[m]$
$B$ ....	Charakteristické číslo budovy	$[Pa^{0,67}]$
$M$ ....	Charakteristické číslo místnosti	$[-]$

Součet průvzdušnosti oken a venkovních dveří -  $\Sigma(i_{LV} \cdot L)$ 

- Součet součinů celkové délky spáry otevíratelných částí oken  $L$  a hodnoty součinitele spárové průvzdušnosti  $i_{LV}$ . Závisí na umístění oken ve venkovních konstrukcích dané místnosti, přičemž rozhoduje, zdali se jedná o stranu návětrnou, nebo závětrnou. Celková délka spáry, je součet délek otevíratelných částí oken a dveří. Hodnoty součinitele spárové průvzdušnosti určuje norma ČSN 73 0540-3 a závisí na typu použitého okna.

Charakteristické číslo budovy -  $B$ 

- Hodnota této veličiny závisí na rychlosti větru volené vůči poloze budovy v krajině a typu zástavby. Hodnoty jsou uvedeny v ČSN 060210 *tabulka[A. 4]*.
  - *Poloha budovy – chráněná, nechráněná a velmi nepříznivá.*
  - *Druh zástavby – řadová, osaměle stojící budova*
  - *Rychlost větru – krajina s intenzivními větry, normální krajina.*

Charakteristické číslo místnosti -  $M$ 

- Hodnota se pohybuje v rozmezí  $0 < M < 1$  a je závislá na poměru průvzdušnosti oken a dveří dané místnosti. Přičemž je třeba rozeznávat dveře netěsné tj. bez prahu a dveře těsné s prahy. Hodnoty jsou uvedeny v ČSN 060210 *tabulka[A.5]*.

Objemový tok větracího vzduchu z hygienických a technologických požadavků –  $V_{vH}$ 

- Objemový tok vzduchu, vycházející z hygienických nebo technologických požadavků (např. odvodu znečištěného vzduchu, klimatizaci, odvlhčování, atd.), které stanovují potřebnou intenzitu výměny vzduchu.
- $V$  neužívaných místnostech  $n_h$  do  $0,35 \text{ h}^{-1}$
- $V$  užívaných místnostech  $n_h$  do  $0,3 - 0,6 \text{ h}^{-1}$

$$V_{vH} = \frac{n_h}{3600} \cdot V_m \quad [m^3 / s] \quad \text{Rovnice [9]}$$

$V_m$  .... Vnitřní objem místností  $[m^3]$

$n_h$  .... Potřeba intenzity výměny vzduchu  $[h^{-1}]$

### 3. Základní informace o rodinném domě

- Dům se nachází v okrese Ostrava-Stará Bělá. Pro tuto lokalitu platí, dle ČSN 060210 výpočtová vnější teplota vzduchu  $t_e = -15^\circ\text{C}$ .
- Jedná se o jednopodlažní dům bez sklepních prostorů, neobytným podkrovím a garáží.
- Obvodové zdivo je zděné z tvárnic POROTHERM 40 SI (248x400x248) – Nejnižší řada P+D 36,5. Vnitřní nosné zdi jsou z tvárnic POROTHERM P+D 2x11,5 (115x497x238), ostatní vnitřní příčky jsou sádkartonové.
- Stropní část je řešena jako podhled, který je zavěšený na roštu uchyceném na nosné konstrukci krovu.
- Dům je zastřešen betonovou taškou KM typ BETA. Sedlová střecha má sklon  $20^\circ$ . Je řešena jako sestava z vazníků, které jsou uloženy na ocelových plotnách a ukotveny v betonovém věnci. Přístřešek nad vjezdem do garáže má sklon  $12^\circ$  a je podepřen sloupky ukotvenými do betonových základových patek.
- Vnější povrch zdiva je omítnut silikátovou omítkou s fasádním nátěrem barvy bílé. Sokl je omítnut omyvatelnou jemnozrnnou omítkou MARMOLIT barvy cihlově červené.
- Vnitřní omítky jsou provedeny z jádrové a štukové omítky vyztužené skelnou sítí a plstí.
- Okna na domě jsou vyrobeny ze sedmikomorových plastových profilů KVINTERM 2+ od firmy TERMOLUX. Vnější dveře jsou plastové barvy bílé rovněž od firmy TERMOLUX. Dveře vnitřní jsou laminátové, zárubeň obkladová, vrata do garáže jsou sekční.



- Zastavěná plocha  $131,6 \text{ m}^2$
  - Obestavěný prostor  $480,5 \text{ m}^2$
  - Počet podlaží  $1$
  - Počet místností  $7$
  - Počet obytných místností  $3$
- Půdorys RD je uveden v příloze[1]

#### 4. Výpočet tepelné ztráty rodinného domu.

Celková tepelná ztráta rodinného domu (RD) je vypočtena programem MICROSOFT EXCEL podle výše uvedených výpočtových vztahů. Jako příklad zde uvádím výpočet tepelné ztráty místnosti číslo 1.01 + 1.02. Jedná se o obývací pokoj (1.01) + kuchyňský kout (1.02). Ostatní místnosti 1.03 – 1.07 byly vypočteny obdobným způsobem. Tabulky výpočtů ostatních místností se nachází v příloze[2]

##### 4.1 Základní tepelná ztráta - $Q_o$

##### 4.1.1 Základní tepelná ztráta prostupem tepla okny a dveřmi – $Q_{Ok+dv}$

V místnosti 1.01 + 1.02 jsou umístěny dvě okna a jedny venkovní dveře o rozměrech viz tabulka[4.1.1]. Hodnoty součinitele prostupu tepla  $k$ , jsou odečteny z normy ČSN 730540-3:2005 tabulka[D3. 1].

Tabulka hodnot

Místnost 1.01 + 1.02		Okna a dveře - <i>ok+dv</i>					
		okno 1		okno 2		dveře 1	
Délka [ m ] - <i>L</i>	Šířka [ m ] - <i>Š</i>	1,5	1,25	0,75	1	1,25	2,11
Obsah [ m <sup>2</sup> ] - <i>S</i>		1,875		0,75		2,638	
Teplota Interiér [ °C ] - <i>t<sub>i</sub></i>	Teplota Exteriér [ °C ] - <i>t<sub>e</sub></i>	20			-15		
Součinitel prostupu tepla [ W / m <sup>2</sup> K ] - <i>k</i>		1,2		1,2		1,2	

Tabulka[4.1.1] – Parametry oken a dveří v místnosti 1.01+1.02

Tepelná ztráta okny a dveřmi -  $Q_{Ok+dv}$

Výpočet proveden dle Rovnice[4]

$$Q_{Ok+dv} = k \cdot S_{ok+dv} \cdot (t_i - t_e)$$

$$Q_{Ok+dv} = 1,2 \cdot (1,875 + 0,75 + 2,638) \cdot (20 - (-15))$$

$$Q_{Ok+dv} = 221,025 \text{ W}$$

#### 4.1.2 Základní tepelná ztráta prostupem tepla obvodovými zdmi - $Q_{Oz}$

Vnější konstrukce se skládá z tvárnic POROTHERM tloušťky  $0,4m$ , vnější silikátové omítky tloušťky  $0,03m$  a vnitřní štukové omítky, vyztužené skelnou sítí o tloušťce  $0,02m$ . Hodnoty součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$ , jsou odečteny z normy ČSN 730540-3:2005 *tabulka[A1]*, pro omítky a z katalogu WIENERBERGER pro obvodové zdivo POROTHERM.

Tabulky hodnot

Místnost 1.01 + 1.02		Obvodové Zdivo – z (vnější konstrukce)			
		Stěna jižní – SJ		Stěna východní – SV	
Délka [ m ] – $L$	Šířka [ m ] – $\check{S}$	5,605	2,53	4,63	2,53
Obsah [ m <sup>2</sup> ] – $S$		14,181		11,714	
Teplota Interiér [ °C ] – $t_i$	Teplota Exteriér [ °C ] – $t_e$	20		-15	
Součinitel přestupu tepla [ W / m <sup>2</sup> K ] – $\alpha$		8		25	
Interiér – $\alpha_i$	Exteriér – $\alpha_e$				

Struktura konstrukce	Vnitřní omítka	Porotherm 40 SI	Vnější omítka
Tloušťka materiálu [ m ] – $l_i$	0,02	0,4	0,03
Součinitel tepelné vodivosti [ W / m K ] – $\lambda_i$	0,88	0,12	0,88

Tabulka[4.1.2] – Struktura obvodového zdiva místností 1.01+1.02

Součinitel prostupu tepla obvodovými zdmi –  $k$

Výpočet proveden dle Rovnice[1]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,88} + \frac{0,4}{0,12} + \frac{0,03}{0,88} + \frac{1}{25}}$$

$$k = 0,281 W / m^2 K$$

Tepelná ztráta obvodovými zdmi -  $Q_{Oz}$ 

Výpočet proveden dle Rovnice[4]

$$Q_{Oz} = k \cdot (S_{SJ} + S_{SV} - S_{ok+dv}) \cdot (t_i - t_e)$$

$$Q_{Oz} = 0,281 \cdot (14,181 + 11,714 - 5,263) \cdot (20 - (-15))$$

$$Q_{Oz} = 203,12W$$

**4.1.3 Základní tepelná ztráta prostupem tepla podlahou -  $Q_{Op}$** 

Podlaha se skládá z drcené strusky tloušťky 0,3m, betonové mazaniny 0,04m, podkladní mazaniny tloušťky 0,1m, potěru 0,03m a podlahového tvrzeného polystyrénu XPS o síle 0,1m. Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$  pro jednotlivé složky podlahy je volen z normy ČSN 730540-3:2005 *tabulka[A1]*.

Tabulky hodnot

Místnost 1.01 + 1.02		Podlaha - p	
Délka [ m ] - $L$	Šířka [ m ] - $\mathcal{S}$	5,605	4,63
Obsah [ m <sup>2</sup> ] - $\mathcal{S}$		25,951	
Teplota Interiér [ °C ] - $t_i$	Teplota Exteriér [ °C ] - $t_{ez}$	20	-3
Součinitel přestupu tepla [ W / m <sup>2</sup> K ] - $\alpha$		8	25
Interiér - $\alpha_i$	Exteriér - $\alpha_e$		

Struktura konstrukce	potěr	Betonová mazanina	Polystyrén podlahový	Podkladní mazanina	Drcená struska
Tloušťka materiálu [ m ] - $l_i$	0,03	0,04	0,1	0,1	0,3
Součinitel tepelné vodivosti [ W / m K ] - $\lambda_i$	1,02	1,05	0,035	1,05	0,58

Tabulka[4.1.3] – Struktura podlahy místností 1.01+1.02

Součinitel prostupu tepla podlahou –  $k$ 

Výpočet proveden dle Rovnice[1]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,03}{1,02} + \frac{0,04}{1,05} + \frac{0,1}{0,035} + \frac{0,1}{1,05} + \frac{0,3}{0,58} + \frac{1}{25}}$$

$$k = 0,27W / m^2 K$$

Tepelná ztráta podlahou -  $Q_{Op}$ 

Výpočet proveden dle Rovnice[4]

$$Q_{Op} = k \cdot S_p \cdot (t_i - t_{ez})$$

$$Q_{Op} = 0,27 \cdot 25,951 \cdot (20 - (-3))$$

$$Q_{Op} = 161,225W$$

**4.1.4 Základní tepelná ztráta prostupem tepla stropem -  $Q_{Os}$** 

Strop je řešený jako podhled a skládá se z tepelně izolační minerální vlny ORSIL tloušťky 0,2m a sádrokartonových desek o síle 12,5mm. Hodnoty součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$  jsou odečteny z normy ČSN 730540-3:2005 *tabulka[A1]*.

Tabulky hodnot

Místnost 1.01 + 1.02		Strop - s	
Délka [ m ] - $L$	Šířka [ m ] - $\check{S}$	5,605	4,63
Obsah [ m <sup>2</sup> ] - $S$		25,951	
Teplota Interiér [ °C ] - $t_i$	Teplota Exteriér [ °C ] - $t_{ie}$	20	-6
Součinitel přestupu tepla [ W / m <sup>2</sup> K ] - $\alpha$		8	25
Interiér - $\alpha_i$	Exteriér - $\alpha_e$		

Struktura konstrukce	Tepelná izolace ORSIL	Sádrokarton deska KGB
Tloušťka materiálu [ m ] - $l_i$	0,2	0,0125
Součinitel tepelné vodivosti [ W / m K ] - $\lambda_i$	0,037	0,15

Tabulka[4.1.4] – Struktura stropu místnostní 1.01+1.02

Součinitel prostupu tepla stropem –  $k$ 

Výpočet proveden dle Rovnice[1]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,2}{0,037} + \frac{0,0125}{0,15} + \frac{1}{25}}$$

$$k = 0,177W / m^2 K$$

Tepelná ztráta stropem -  $Q_{Os}$ 

Výpočet proveden dle Rovnice[4]

$$Q_{Os} = k \cdot S_s \cdot (t_i - t_{ie})$$

$$Q_{Os} = 0,177 \cdot 25,951 \cdot (20 - (-6))$$

$$Q_{Os} = 119,342W$$

Základní tepelná ztráta místnosti -  $Q_O$ 

$$Q_O = Q_{Ok+dv} + Q_{Oz} + Q_{Op} + Q_{Os}$$

$$Q_O = 221,025 + 203,12 + 161,225 + 119,342$$

$$Q_O = 704,712W$$

**4.2 Tepelná ztráta prostupem tepla -  $Q_P$** 

Stěny severní a západní jsou provedeny jako sádkartonové příčky s minerální vlnou.

Tabulka hodnot

<b>Místnost 1.01 + 1.02</b>	Délka [ m ] - <b>L</b>	Šířka [ m ] - <b>Š</b>	Obsah [ m <sup>2</sup> ] - <b>S</b>
Stěna severní - <b>SS</b>	4,645	2,53	11,752
Stěna jižní - <b>SJ</b>	5,605	2,53	14,181
Stěna východní - <b>SV</b>	4,63	2,53	11,714
Stěna západní - <b>SZ</b>	2,5	2,53	6,325
Podlaha - <b>P</b>	5,605	4,63	25,951
Strop - <b>S</b>	5,605	4,63	25,951

Tabulka[4.2] – Rozměry konstrukcí ohraničující místnost 1.01+1.02

Průměrný součinitel prostupu tepla -  $k_c$ 

Výpočet proveden dle Rovnice[2]

$$k_c = \frac{Q_O}{\Sigma S \cdot (t_i - t_e)}$$

$$k_c = \frac{704,712}{95,874 \cdot (20 - (-15))}$$

$$k_c = 0,21W / m^2 K$$

Přirážka na vyrovnaní vlivu chladných konstrukcí -  $p_1$ Výpočet proveden dle *Rovnice[6]*

$$p_1 = 0,15 \cdot k_c$$

$$p_1 = 0,15 \cdot 0,21$$

$$p_1 = 0,032$$

Přirážka na urychlení zátoku -  $p_2$  $p_2 =$  NezapočítávámPřirážka na světovou stranu -  $p_3$ 

Světová strana	J	JZ	Z	SZ	S	SV	V	JV
Přirážka $p_3$	-0,05	0	0	0,05	0,1	0,05	0,05	0

Tabulka[2.2] - Hodnoty přirážek na světovou stranu

$$p_3 = \frac{-0,05 \cdot L_{SJ} + 0,05 L_{SV}}{\Sigma L_S}$$

$$p_3 = \frac{-0,05 \cdot 5,605 + 0,05 \cdot 4,63}{5,605 + 4,63}$$

$$p_3 = -0,00476$$

Tepelná ztráta prostupem tepla místnosti –  $Q_P$ Výpočet proveden dle *Rovnice[5]*

$$Q_P = Q_O \cdot (1 + p_1 + p_2 + p_3)$$

$$Q_P = 704,712 \cdot (1 + 0,032 + 0 + (-0,00476))$$

$$Q_P = 723,555W$$

**4.3 Tepelná ztráta větráním -  $Q_V$** 

Součinitel spárové průvzdušnosti  $i_{LV}$  pro plastová sedmikomorová okna a plastové vnější dveře jsem odečetl z normy ČSN 730540-3:2005 *tabulka[D1]*.

Charakteristické číslo budovy  $B$  a místnosti  $M$  jsou uvedeny v normě ČSN 060210 *tabulky[A. 4], [A. 5]*.

### 4.3.1 Objemový tok větracího vzduchu při přirozeném větrání - $V_{vP}$

Tabulka hodnot

Místnost 1.01 + 1.02	Okna a dveře - $ok+dv$		
	okno 1	okno 2	dveře 1
Délka spáry [ m ] - $L$	5,5	3,5	8,83
Souč. spárové průvzdušnosti [ $m^2 / s Pa^{0,67}$ ] - $i_{LV}$	0,00014	0,00014	0,00014
Součet průvzdušnosti oken a venkovních dveří místnosti [ $m^3 / s Pa^{0,67}$ ] - $\Sigma(i_{LV} \cdot L)$	0,00077	0,00049	0,0012362
Charakteristické číslo budovy [ $Pa^{-0,67}$ ] - $B$	6		
Charakteristické číslo místnosti [-] - $M$	1		

Tabulka[4.3.1] – Hodnoty průvzdušnosti oken a venkovních dveří

Objemový tok větracího vzduchu při přirozeném větrání -  $V_{vP}$

Výpočet proveden dle Rovnice[8]

$$V_{vP} = \Sigma(i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M$$

$$V_{vP} = 0,0025 \cdot 6 \cdot 1$$

$$V_{vP} = 0,01498 m^3 / s$$

### 4.3.2 Objemový tok větracího vzduchu z hygienických a tech. požadavků - $V_{vH}$

Tabulka hodnot

Místnost 1.01 + 1.02	Místnost	
	Užívaná	Neužívaná
Potřebná intenzita výměny vzduchu [ $h^{-1}$ ] - $n_h$	< 0,35	0,3 – 0,6

Tabulka[4.3.2] – Hodnoty potřebné intenzity výměny vzduchu

Volím potřebnou intenzitu výměny vzduchu  $n_h = 0,5 h$ , neboť se jedná o obývací pokoj + kuchyňský kout, tedy místnost denně užívanou.

Objemový tok větracího vzduchu z hygienických a tech. požadavků -  $V_{vH}$ 

Výpočet proveden dle *Rovnice[9]*

$$V_{vH} = \frac{n_h}{3600} V_m$$

$$V_{vH} = \frac{0,5}{3600} \cdot 65,656$$

$$V_{vH} = 0,00912 m^3 / s$$

Porovnání objemový toků větracího vzduchu

$$V_{vP} = 0,01498 m^3 / s$$

$$V_{vH} = 0,00912 m^3 / s$$

$$V_{vP} > V_{vH}$$

Tepelná ztráta prostoru větráním -  $Q_V$ 

Výpočet proveden dle *Rovnice[7]*

$$Q_V = 1300 \cdot V_{vP} \cdot (t_i - t_e)$$

$$Q_V = 1300 \cdot 0,01498 \cdot (20 - (-15))$$

$$Q_V = 681,463 W$$

**4.4 Tepelná zisky -  $Q_Z$** 

$$Q_Z = \text{Nezapočítávám}$$

**4.5 Celková tepelná ztráta místnosti 1.01 + 1.02 -  $Q_C$** 

Výpočet proveden dle *Rovnice[3]*

$$Q_C = Q_P + Q_V - Q_Z$$

$$Q_C = 723,555 + 681,463 - 0$$

$$Q_C = 1405,018 W$$



#### 4.6 Celková tepelná ztráta rodinného domu - $Q_{CRD}$

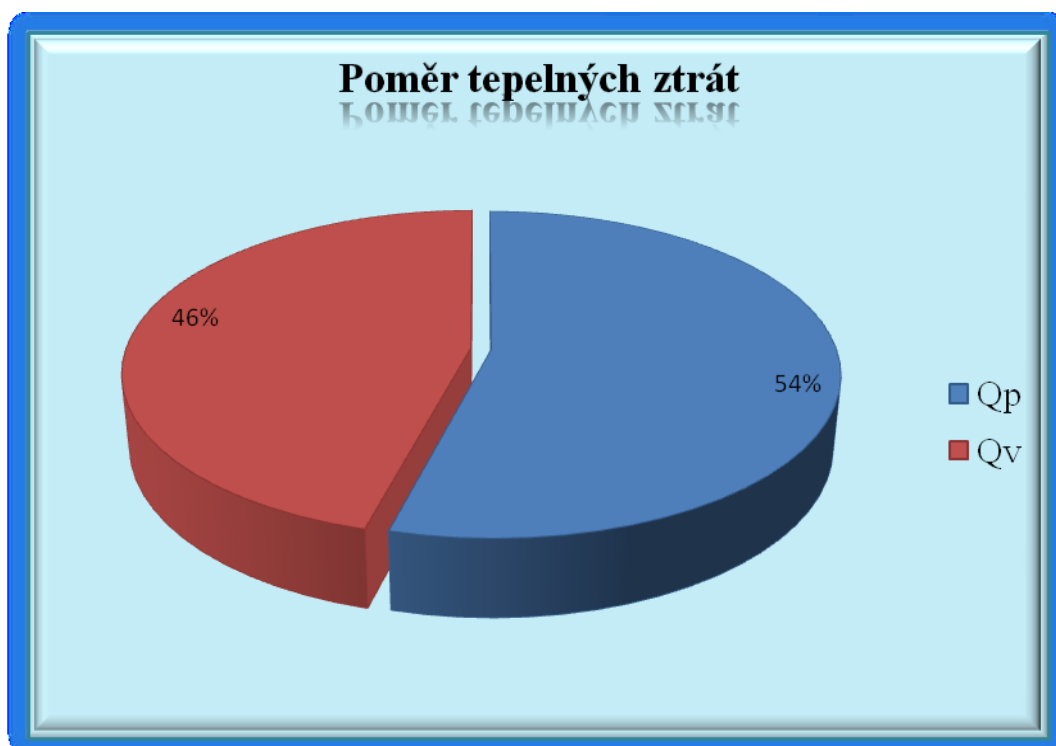
Výpočtem celkových tepelných ztrát všech místností a jejich součtem byla stanovena celková tepelná ztráta rodinného domu, která činí  $5149,862 \text{ W}$ . Postup výpočtu ostatních místností je uveden v příloze[2].

- Celková tepelná ztráta prostupem tepla všech místností  $Q_P = 2787,744 \text{ W}$ .
- Celková tepelná ztráta větráním všech místností  $Q_V = 2362,118 \text{ W}$ .

Tabulka hodnot

Celková tepelná ztráta RD	Číslo místností					
	1.01+1.02	1.03	1.04	1.05	1.06	1.07
Ztráta prostupem tepla [W] - $Q_P$	723,555	350,274	188,308	165,174	332,421	1028,012
Ztráta větráním [W] - $Q_V$	681,463	240,786	124,893	166,41	250,287	898,279

Tabulka[4.6] – Přehled tepelných ztrát jednotlivých místností



Graf[4.6] – Poměr tepelných ztrát na rodinném domě

## 5. Stanovení potřeby tepelné energie

Uvádím zde základní výpočet potřeby tepelné energie pro přípravu TUV a výpočet potřeby tepelné energie pro vytápění za měsíc leden. Výpočet ostatních měsíců v roce je proveden obdobným způsobem a nachází se v příloze[3,CD-Disk].

### 5.1 Měsíční potřeba tepelné energie pro ohřev TUV - $Q_{TUV}$

Výpočet potřeby tepelné energie pro přípravu TUV je dáno rovnicí pro projektování zařízení k ohřevu vody za účelem koupání, mytí osob, umývání předmětů, praní a úklid, přičemž uvažuji potřebu teplé užitkové vody na osobu/den  $0,082m^3$  a koeficient energetických ztrát systému podle provedení a doby cirkulace v rozvodu na:

- rozvody v nových stavbách  $z = 0,5$
- okružkové rozvody  $z = 1,0$
- rozvody ve starších stavbách  $z = 2$  až  $4$

Tabulka hodnot

	Hodnota
Teplota studené vody (průměr za měsíc) [ °C ] - $t_{SV}$	8,2
Teplota užitkové vody [ °C ] - $t_{TUV}$	50
Počet dní daného měsíce [ - ] - $n$	Dáno měsícem
Počet obyvatel v rodinném domě [ - ] - $PO$	3
Množství TUV na osobu/den [ $m^3$ / den ] - $V$	0,082
Hustota vody [ kg / $m^3$ ] - $\rho$	1000
Měrná tepelná kapacita vody [ J / kg K ] - $c_v$	4180
Koeficient ztrát systému [ - ] - $z$	0,5

Tabulka[5.1] – Výpočtové veličiny potřebného výkonu pro ohřev TUV

Potřebný tepelný výkon pro ohřev TUV za měsíc leden -  $Q_{TUV}$

$$Q_{TUV} = (1 + z) \frac{V \cdot PO \cdot c_v \cdot \rho \cdot (t_{TUV} - t_{SV})}{3600} \cdot n$$

$$Q_{TUV} = (1 + 0,5) \frac{0,082 \cdot 3 \cdot 4180 \cdot 1000 \cdot (50 - 8,2)}{3600} \cdot 31$$

$$Q_{TUV} = 555 kWh$$

Rovnice[10]

## 5.2 Měsíční potřeba tepelné energie pro vytápění – $Q_{VYT}$

Základní rovnice potřeby tepelné energie pro vytápění rodinného domu, byla odvozena z denostupňové metody. Tato metoda vychází ze znalosti celkových tepelných ztrát objektu a podmínek (Střední teplota interiéru, Vnější výpočtová teplota) za jakých byla tato ztráta vypočtena. Výpočet ostatních měsíců je rovněž v příloze[3,CD-Disk]

Tabulka hodnot

	Hodnota
Celková tepelná ztráta objektu [ kW ] – $Q_{CRD}$	5,1
Průměrná vnitřní výpočtová teplota [ °C ] – $t_{is}$	19,8
Vnější teplota vzduchu (průměr za měsíc) [ °C ] – $t_{es}$	-1,873
Výpočtová vnější teplota vzduchu [ °C ] – $t_{evyp.}$	-15
Počet topných dnů v měsíci [ - ] - $d$	31

Tabulka[5.2] – Výpočtové veličiny potřebného výkonu pro vytápění

Potřebný tepelný výkon pro vytápění RD za měsíc leden –  $Q_{VYT}$

$$Q_{VYT} = \frac{Q_C \cdot d \cdot 24 \cdot (t_{is} - t_{es})}{(t_{is} - t_{evyp.})}$$

$$Q_{VYT} = \frac{5,1 \cdot 31 \cdot 24 \cdot (19,8 - (-1,873))}{(19,8 - (-15))}$$

Rovnice[11]

$$Q_{VYT} = 2386 kWh$$

## 5.3 Celková roční potřeba tepelné energie

Tabulka hodnot

Celková potřeba energií	Měsíc v roce											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$Q_{VYT}$ [kWh]	2386	1973	1801	1103	456	0	0	0	526	1036	1641	2298
$Q_{TUV}$ [kWh]	555	508	556	521	513	472	468	459	450	483	492	535

Tabulka[5.3] – Roční potřeba tepelné energie

## 6. Návrh systému na vytápění a celoroční přípravu TUV

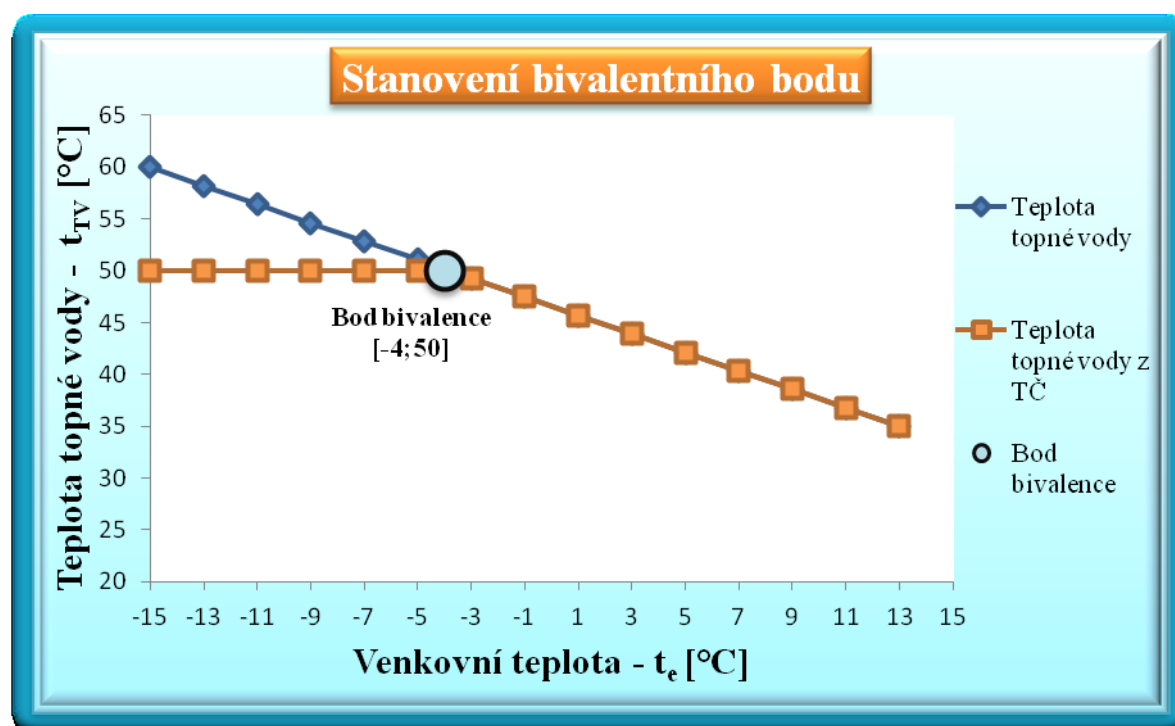
Při návrhu tepelného čerpadla jako hlavního zdroje výroby tepla, pro vytápění a ohřev TUV jsem vycházel z tepelné ztráty domu při nejnižších venkovních teplotách. Na požadovaný výkon TČ a tím i kompresoru a řešení celého systému, měla rovněž zásadní vliv teplota nízkopotenciálního zdroje, dimenzování radiátorů na RD a teplota topné vody na výstupu z TČ.

Teplota zdroje je během roku téměř stála a pohybuje se v rozmezí  $7 - 14^{\circ}\text{C}$ . Radiátory jsou dimenzovány na teplotu topné vody  $60^{\circ}\text{C}$  při nejvyšší tepelné ztrátě  $5,2\text{kW}$  a venkovní teplotě  $t_e = -15^{\circ}\text{C}$ . Maximální teplota topné vody z TČ je  $50^{\circ}\text{C}$ .

Při znalosti všech těchto hlavních faktorů lze usoudit, že samotný výkon TČ bude vzhledem k potřebné teplotě topné vody při nejnižších venkovních teplotách nedostačující. Z těchto důvodů bylo nezbytně nutné přiřadit přídatný zdroj tepla a stanovit bivalentní provoz.

### 6.1 Stanovení bivalentního bodu

Při určování bivalentního bodu viz *graf[6.1]*, jsem vycházel z požadované teploty topné vody a teploty vody na výstupu z TČ v závislosti na venkovních teplotách. Bod bivalence jak je patrné z grafu se nachází na souřadnicích  $[-4, 50]$ , průsečíku požadované a maximální teploty topné vody z TČ.



Graf[6.1] – Stanovení bivalentního bodu

## 6.2 Volba bivalentního provozu

### 6.2.1 Monovalentní provoz

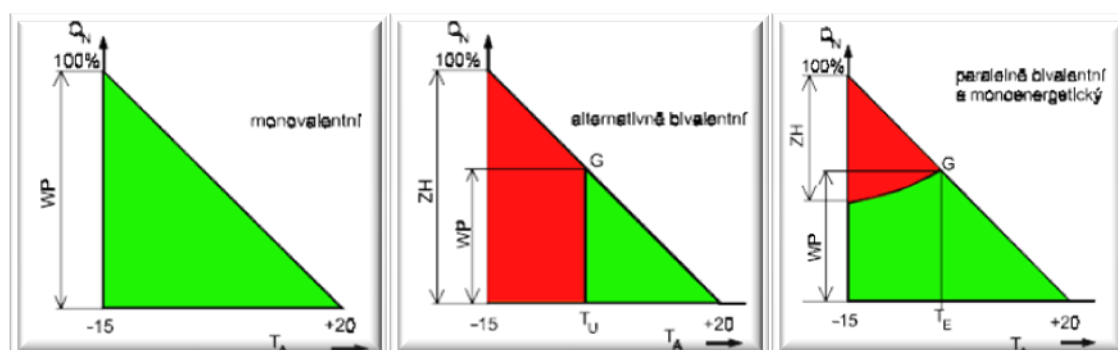
Jedná se o provoz, kdy je TČ schopno samo pokrýt tepelné nároky na vytápění a přípravu TUV. Není tedy potřebný záložní zdroj. Tento způsob se využívá především u TČ země-voda s teplotou topné vody do  $50^{\circ}\text{C}$  a s podlahovým vytápěním.

### 6.2.2 Paralelně bivalentní a Monoenergetický provoz

TČ vytápí objekt do určité venkovní teploty zcela samo. Při dosažení této teploty (teplota připnutí druhého zdroje) pracuje již čerpadlo v ustáleném provozu a jeho výkon je konstantní. Zbytkovou potřebu tepla vykrývá záložní zdroj. Tento typ provozu je vhodný pro podlahové vytápění a radiátorové vytápění s teplotou topné vody do  $60^{\circ}\text{C}$ .

### 6.2.3 Alternativně bivalentní provoz

Do teploty bivalence (G) stejně jako u monoenergetického provozu pracuje TČ samo. Při dosažení bodu bivalence se však TČ vypíná a produkci tepla přebírá již druhý zdroj. Tento způsob provozu je vhodný vzhledem k nízké sazbě  $D56d$  za elektrickou energii, pro elektrická topná tělesa jako záložní zdroj tepla.



Obr.[6.2] – Znázornění možných provozních způsobů TČ

#### Legenda:

$WP$  – Výkon tepelného čerpadla

$ZZ$  – Výkon záložního zdroje

$T_U$  – Teplota přepnutí na záložní zdroj

$T_E$  – Teplota připnutí záložního zdroje

$Q_N = Q_C$  – Potřebný výkon (Tepelná ztráta)

$T_A = t_e$  – Teplota na vnější straně konstrukce

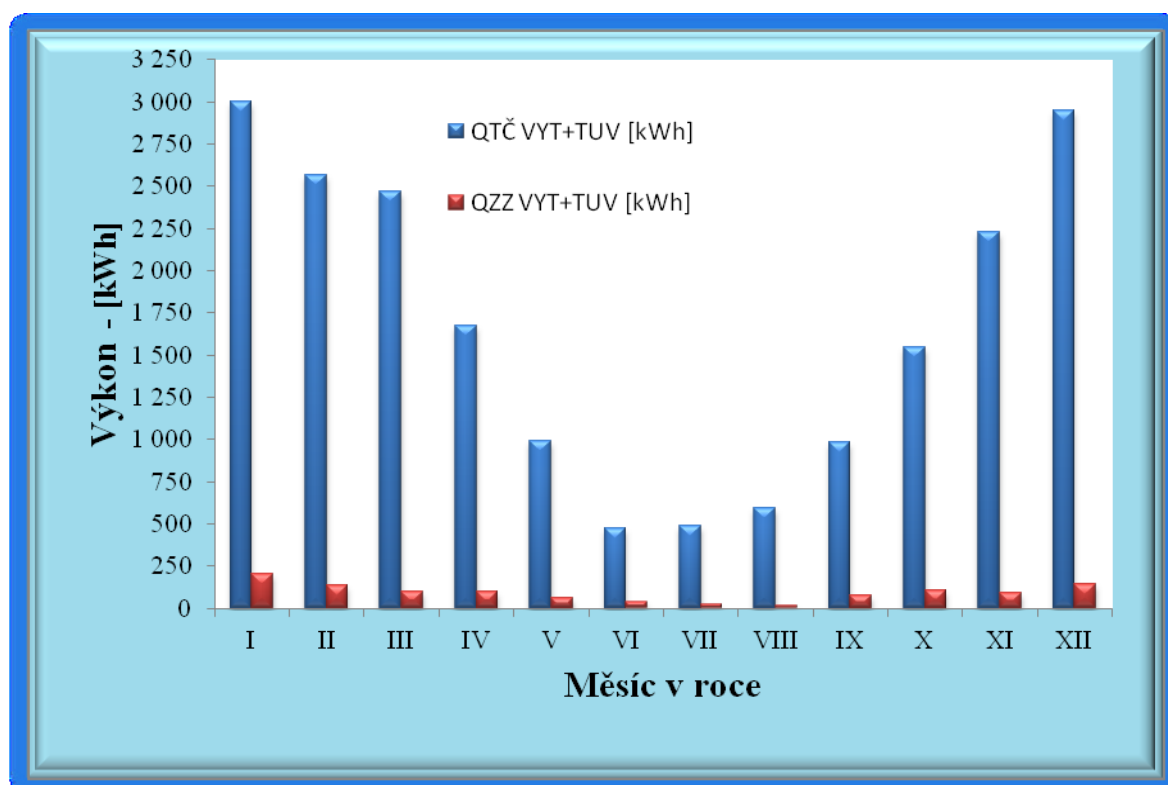
$G$  – Bivalentní bod

Vzhledem k tomu, že provoz TČ lze zvýhodnit tzv. dvoutarifovou sazbou za elektrickou energii (*D56d*) s dobou platností nízkého tarifu po dobu 22 hodin denně, rozhodnul jsem se zvolit jako záložní zdroj elektrická topná tělesa. Navržený systém odpovídal charakteristikám provozu jak alternativně bivalentnímu tak i paralelně bivalentnímu a monoenergetickému. Pro maximální využití výkonu TČ i při nejnižších venkovních teplotách jsem zvolil provoz Monoenergetický a paralelně bivalentní (P.B.). Výpočtové vztahy pro určení potřebného výkonu TČ a záložního zdroje ZZ vychází z rovnic [10], [11]. V případě použití sazby *D56d* se předpokládá, že TČ bude po dobu dvou hodin denně vypnuto. Pro dostatečně dimenzovanou soustavu jsem proto potřebný výkon TČ navýšil o hodnotu 1,091.

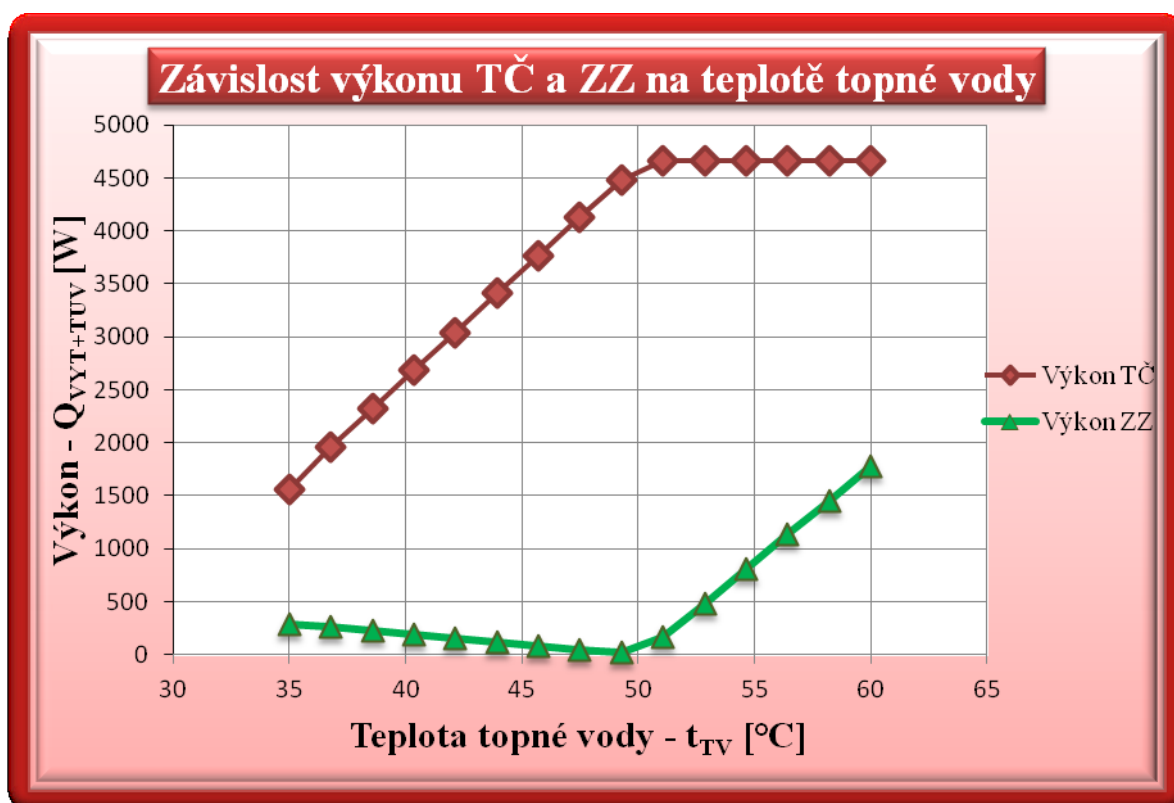
Tabulka srovnávající potřebný tepelný výkon čerpadla a záložního zdroje v závislosti na venkovních teplotách, teplotě vody ve vodovodu a potřebné teplotě topné vody k vytápění je uvedena v příloze [4]

	Měsíc v roce											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
<b>Q<sub>TČ</sub> VYT+TUV [kWh]</b>	3000	2568	2469	1673	992	474	486	592	984	1549	2231	2947
<b>Q<sub>ZZ</sub> VYT+TUV [kWh]</b>	208	138	104	99	65	40	24	17	81	108	96	144

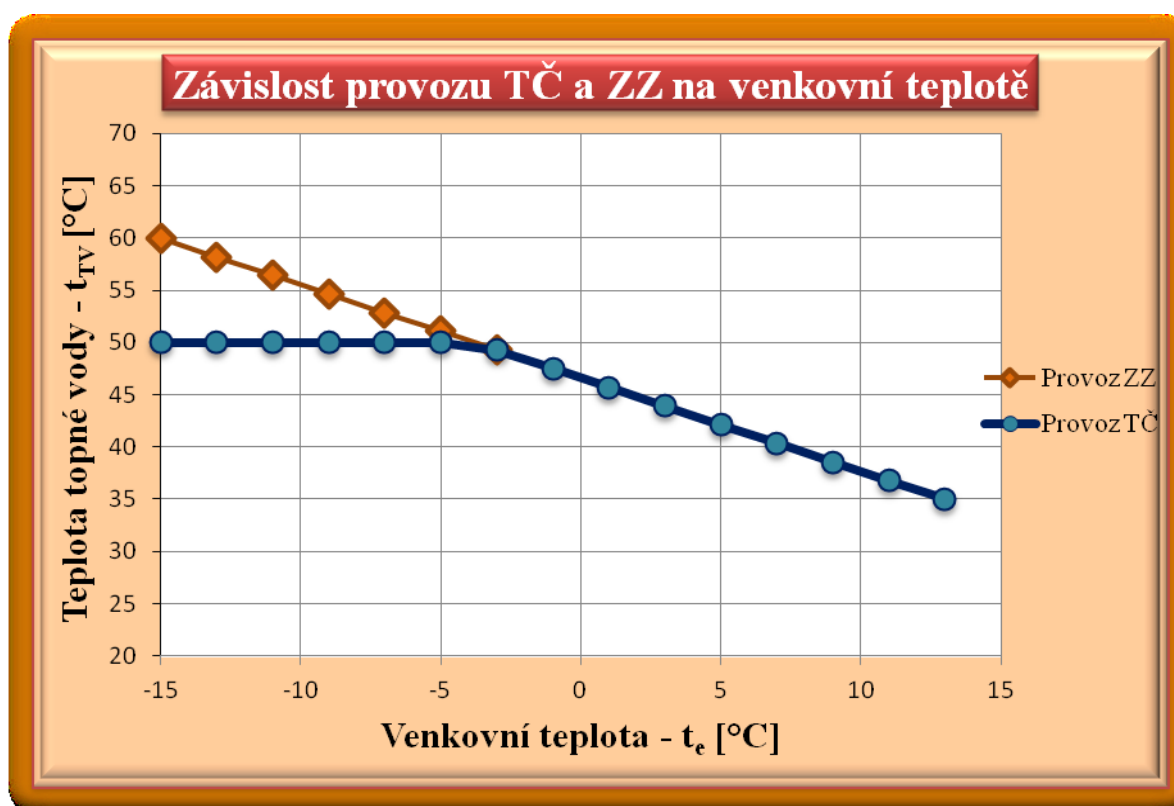
Tabulka[6.2] – Výkon TČ a ZZ pro ohřev TUV a vytápění



Graf[6.2.1] - Výkon TČ a ZZ pro ohřev TUV a vytápění



Graf[6.2.2] – Závislost výkonu TČ a ZZ na teplotě topné vody



Graf[6.2.3] – Závislost provozu TČ a ZZ na venkovní teplotě

## 7. Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo (dále jen TČ) je zařízení, které dokáže nízkopotenciální energii z blízkého okolí, převést do užitečnější podoby a tuto energii předat při vyšší teplotě do topného systému. Ke svému provozu přitom spotřebuje určité množství energie, obvykle elektrické. Odebraná energie z venkovního prostředí přitom bývá několikrát násobně vyšší, než vlastní spotřeba elektrické energie pro pohon. TČ tedy energii nevyrábí, ale pouze ji přečerpává (odtud jeho název) na vyšší teplotní úroveň. Tomuto poměru vyrobené a dodané energie říkáme topný faktor COP (Coefficient of Performance) a je základním měřítkem energetické účinnosti TČ. Topný faktor je bezrozměrné číslo a jeho velikost se běžně pohybuje v rozmezí 2,5 – 5 podle druhu TČ a provozních podmínek.

### 7.1 Rozdělení tepelných čerpadel

Základní rozdělení tepelných čerpadel, vyplývá již z jejich názvu. První slovo v názvu systému (voda-voda) označuje zdroj odebíraného tepla a slovo druhé, médium topného okruhu do kterého se tato tepelná energie předává. Na konstrukci TČ má tedy zásadní vliv, volba primárního zdroje.

#### 7.1.1 Vzduch jako zdroj tepla

Hlavní předností TČ vzduch-voda, je jejich jednoduchá instalace primárního okruhu a fakt, že nepotřebují pro odběr energie zemní kolektor, vertikální vrt, případně studnu. Tato skutečnost se projeví v pořizovacích nákladech, kde systém vzduch-voda vychází jako nejlevnější systém pro vytápění. Jednodušší konstrukce je však vykoupena tím, že u těchto TČ s klesající venkovní teplotou prudce klesá i topný výkon. Z těchto důvodů se dimenzují na zhruba 60% tepelných ztrát objektu s tím, že při nízkých venkovních teplotách, kdy nestačí TČ se připojuje záložní zdroj (elektrokotel) pro pokrytí celkové tepelné ztráty.



Obr.[7.1.1] – TČ vzduch / voda



### 7.1.2 Země jako zdroj tepla

Tyto systémy pracují na základě odběru tepla ze zemského povrchu a v praxi se využívají dvě varianty. První metodou je vertikální vrt hluboký desítky metrů podle potřebného výkonu TČ a geologických podmínek. Ve vrtu jsou nainstalovány PE hadice s nemrznoucí směsí, které vytváří výměník tepla. Výhodou tohoto řešení jsou malé nároky na prostor.

Druhou variantou jsou vodorovné (horizontální) plošné kolektory. Tyto kolektory se umísťují do hloubky cca 1,5m pod zemský povrch, odkud odebírají akumulované teplo. Nevýhodou a to především v jarních měsících je prochladlá půda více než u vertikálního kolektoru, což může mít za následek negativní vliv na růst plodin.

Z ekonomického hlediska jsou tyto TČ díky nutnosti pořízení vrtu nebo výkopu jedním z nejdražších topných systémů. Výhoda TČ země-voda, však spočívá při vhodně dimenzovaném výkonu v možnosti monovalentního provozu, tedy bez záložního zdroje. Dalším kladem je nízký potřebný příkon pro oběhové čerpadlo, dlouhá životnost a stálá čistota směsi.



Obr.[7.1.2] – TČ země / voda

### 7.1.3 Podzemní voda jako zdroj tepla

Podzemní voda se řadí mezi jednu z nejefektivnějších zdrojů tepelné energie, neboť teplota vody je během celého roku relativně stálá. I v zimních měsících se pohybuje okolo 8°C a lze tedy očekávat, že výkon bude během roku téměř konstantní. Pokud do primárního okruhu čerpáme vodu ze studny, je třeba přihlížet k určitým zásadám. Čerpaná voda se za žádných okolností nesmí vracet do téže studny, jinak hrozí její zamrznutí. Vratná voda z primárního okruhu se musí vracet do tzv. vsakovací studny. Požadavky jsou rovněž kladeny na kvalitu vody, její čistotu, a chemické složení. Při dobře navrženém systému je TČ voda-voda schopno udržovat COP trvale ve vysokých hodnotách v mezích 3 – 5. Tento způsob odběru tepelné energie se

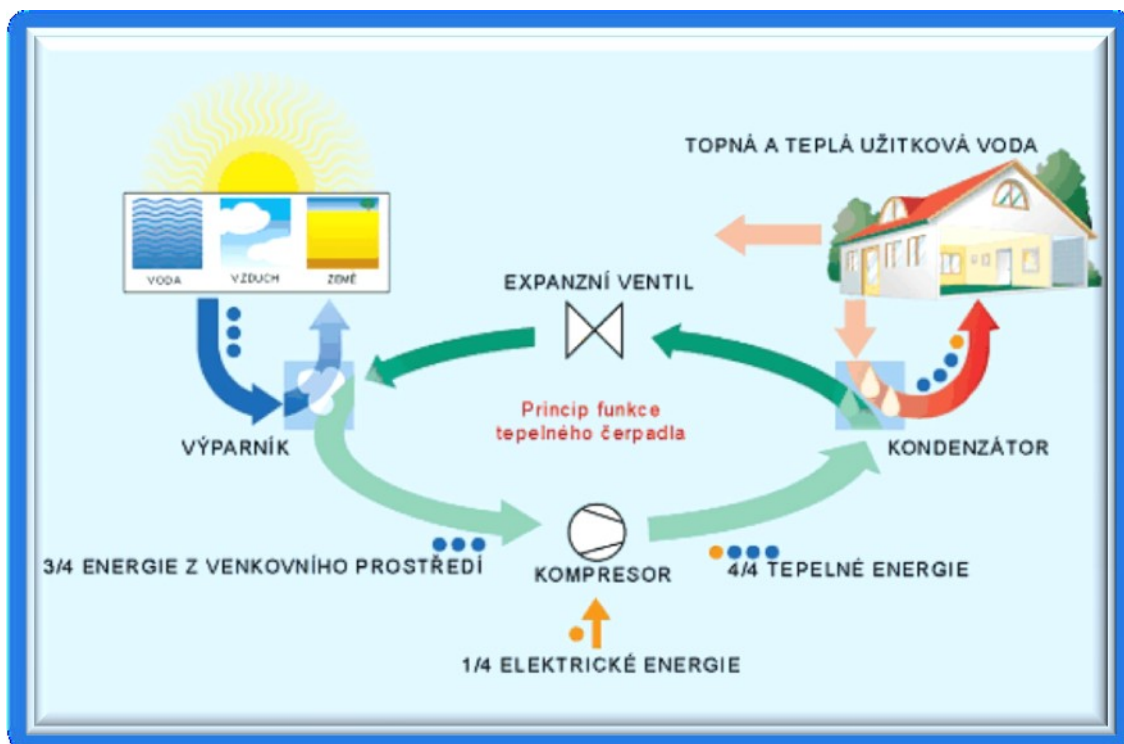
doporučuje použít tam, kde je dostatečné množství spodních vod, případně je k dispozici vhodná studna.



Obr.[7.1.3] – TČ voda / voda

## 7.2 Princip tepelného čerpadla

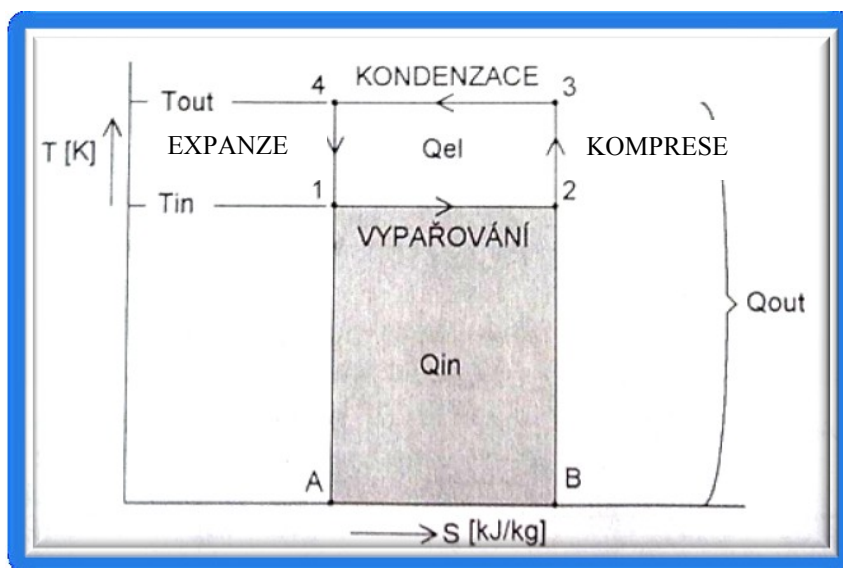
Na vstupní stranu tzv. primární, na niž je umístěn výměník tepla, nazývaný výparník se přivádí pomocí teponosného média (vzduch, voda, nemrznoucí směs) nízkopotenciální teplo z venkovního prostředí. Do druhé poloviny výparníku se tryskou termostatického expanzního ventilu (dále jen TEV), vstřikuje pod velkým tlakem chladivo v kapalně fázi. Vlivem nižšího tlaku ve výparníku dochází k rychlému odpařování kapalného chladiva. Tímto dochází k podchlazení výparníku na teplotu nižší, než je teplota okolního prostředí a tak je dosaženo toho, že nízkopotenciální teplo zdroje ohřívá podchlazený plyn. Tento ohřátý, ale stále ještě studený plyn, který si již sebou nese energii z venkovního prostředí je nasáván kompresorem. Stlačením v kompresu, dojde k prudkému ohřátí plynu a takto se přidá k energii nesené plynem další část tepelné energie. Na výtlaku kompresoru je teplota stlačeného plynu vyšší, než je teplota na výstupní topné straně tzv. sekundární. Zahřátý plyn dále postupuje do druhého výměníku tepla, nazývaného kondenzátor, v jehož druhé části proudí topná voda ze systému. Zde vlivem rozdílných teplot obou médií, dojde ke zkapalnění plynu a předání tepla chladnější topné vodě. Za kondenzátorem je chladivo již v kapalně fázi a je opět zavedeno do expanzního ventilu. Takto se celý pracovní cyklus tepelného čerpadla opakuje spojitě stále dokola.



Obr.[7.2] - Princip tepelného čerpadla

### 7.3 Teoretický pracovní cyklus tepelného čerpadla

Na obrázku[7.3] je znázorněn teoretický ideální pracovní cyklus TČ nazývaný taky Carnotův. Jedná se o ideální oběh s nejvyšší účinnosti mezi dvěma teplotami. Maximální účinnost tohoto oběhu závisí jen na teplotě a nezávisí na pracovní látce. Skládá se ze dvou izoterm a dvou adiabat.



Obr.[7.3] – Teoretický pracovní cyklus TČ

**Pracovní cyklus se skládá z těchto fází:**

1 – 2 Izotermické vypařování (Vypařování při konstantní teplotě)

2 – 3 Adiabatická komprese (Komprese při konstantním tlaku)

3 – 4 Izotermická kondenzace (Kondenzace při konstantní teplotě)

4 – 1 Adiabatická expanze (Expanze při konstantním tlaku)

- Plocha A-1-2-B označená  $Q_{in}$  znázorňuje množství získané energie z nízkopotenciálního zdroje tepla (voda, vzduch, země).
- Plocha 1-2-3-4 označená  $Q_{el}$  znázorňuje energii dodanou do cyklu ze sítě při kompresi.
- Součet obou energií  $Q_{out} = Q_{el} + Q_{in}$  je pak úměrný celkové tepelné energii, kterou TČ dodává do topného systému (voda, vzduch)
- Poměr mezi plochou  $Q_{out} / Q_{el}$  nám udává topný faktor  $\epsilon_t$ . Hodnota topného faktoru je tedy závislá především na rozdílu vstupní a výstupní teploty ze systému. V praxi to znamená, že dosahuje nejvyšších hodnot, jeli teplota zdroje co nejvyšší a teplota do topného systému co nejnižší.

**7.4 Výpočet tepelného čerpadla**

Pro výpočet a návrh tepelného čerpadla jsem využil program EES ACADEMIC COMMERCIAL. Matematický model výpočtu a vyhodnocené výsledky jsou uvedeny v příloze[5].

**Vstupní zadávané hodnoty:**

Teplota vstupní – je o 3°C vyšší než vypařovací	$t_{vstup.} = 8^{\circ}C \Rightarrow t_v = 5^{\circ}C$
Teplota výstupní – je o 5°C nižší, než kondenzační	$t_{vystup.} = 50^{\circ}C \Rightarrow t_k = 55^{\circ}C$
Potřebný tepelný výkon pro vytápění a ohřev TUV	$Q_k = 4,7kW$
Chladivo	$R407C$
Rychlost proudění v sacím potrubí	$w_{1S} = 10 \text{ m/s}$
Rychlost proudění ve výtlačném potrubí	$w_{2V} = 12 \text{ m/s}$
Rychlost proudění kapaliny v potrubí před TEV	$w_{3K} = 0,6 - 0,8 \text{ m/s}$

**Hodnoty vypočtené programem EES:**Kondenzační tlak -  $p_k$ 

$$p_k = 2461 \quad [kPa]$$

Vypařovací tlak -  $p_v$ 

$$p_v = 539,5 \quad [kPa]$$

Entalpie v bodech -  $h$ 

$$h_1 = 269,2 \quad [kJ/kg]$$

$$h_2 = 307 \quad [kJ/kg]$$

$$h_3 = 287,6 \quad [kJ/kg]$$

$$h_4 = 148,3 \quad [kJ/kg]$$

$$h_5 = h_4 \quad [kJ/kg]$$

Teploty v bodech -  $t$ 

$$t_1 = t_v \quad [^{\circ}C]$$

$$t_2 = 75,03 \quad [^{\circ}C]$$

$$t_3 = 59,06 \quad [^{\circ}C]$$

$$t_4 = t_k \quad [^{\circ}C]$$

$$t_5 = 1,231 \quad [^{\circ}C]$$

Izoentropická měrná práce kompresoru -  $a_{ie}$ 

$$a_{ie} = h_2 - h_1 = 37,8 \quad [kJ/kg]$$

Měrná chladivost -  $q_{ch}$ 

$$q_{ch} = h_1 - h_5 = 120,9 \quad [kJ/kg]$$

Měrná topivost -  $q_t$ 

$$q_t = q_{ch} + a_{ie} = 158,7 \quad [kJ/kg]$$

Hmotnostní průtok chladiva -  $m$ 

$$m = Q_k / q_t = 0,02961 \quad [kg/s]$$

Hmotnostní průtok chladiva za hodinu -  $m_h$ 

$$m_h = m * 3600 = 106,6 \quad [kg/h]$$

Izoentropický příkon kompresoru -  $P_{ie}$ 

$$P_{ie} = a_{ie} * m = 1,12 \quad [kW]$$

Topný faktor -  $\epsilon_t$ 

$$\epsilon_t = Q_k / P_{ie} = 4,19 \quad [-]$$

Chladicí výkon -  $Q_{ch}$ 

$$Q_{ch} = m * q_{ch} = 3,581 \quad [kW]$$

Chladicí faktor -  $\varepsilon_{ch}$ 

$$\varepsilon_{ch} = Q_{ch} / P_{ie} = 3,19 \quad [ - ]$$

Kompresní poměr -  $\sigma$ 

$$\sigma = p_k / p_v = 4,563 \quad [ - ]$$

Příkon elektromotoru -  $P_{el}$ 

$$P_{el} = P_{ie} / \eta_{el} = 1,178 \quad [ kW ]$$

Čerpací poměr -  $\varphi$ 

$$\varphi = \varepsilon_t / \varepsilon_{ch} = 1,313 \quad [ - ]$$

Teplená bilance -  $Q_k$ 

- pro kondenzátor

$$Q_{k,a} = m * (h_2 - h_4) = 4,7 \quad [ W ]$$

- pro výparník

$$Q_{ch,b} = m * (h_1 - h_5) = 3,6 \quad [ W ]$$

- pro celý oběh

$$Q_{k,c} = Q_{ch} + P_{ie} = 4,7 \quad [ W ]$$

Hustota chladiva -  $\rho$ 

- Plyn – sací potrubí

$$\rho_{1S} = 22,39 \quad [ kg / m^3 ]$$

- Plyn – výtlačné potrubí

$$\rho_{2V} = 97,81 \quad [ kg / m^3 ]$$

- Kapalina – kapalinové potrubí

$$\rho_{3K} = 997,3 \quad [ kg / m^3 ]$$

Objem hmotnost chladiva -  $V$ 

$$V_1 = 1 / \rho_{1S} = 0,04466 \quad [ m^3 / kg ]$$

$$V_2 = 1 / \rho_{2V} = 0,01022 \quad [ m^3 / kg ]$$

$$V_3 = 1 / \rho_{3K} = 0,001 \quad [ m^3 / kg ]$$

Objemový průtok chladiva -  $v$ 

$$v_{1S} = m_h * V_1 = 4,76 \quad [ m^3 / h ]$$

$$v_{2V} = m_h * V_2 = 1,09 \quad [ m^3 / h ]$$

$$v_{3K} = m_h * V_3 = 0,107 \quad [ m^3 / h ]$$

Průřez sacího potrubí -  $S_{IS}$ 

$$S_{IS} = v_{IS} * 1000 / w_{IS} * 3,6 = 132,3 \quad [mm^2]$$

Průřez výtlačného potrubí -  $S_{2V}$ 

$$S_{2V} = v_{2V} * 1000 / w_{2V} * 3,6 = 25,23 \quad [mm^2]$$

Průřez kapalinového potrubí -  $S_{3K}$ 

$$S_{3K} = v_{3K} * 1000 / w_{3K} * 3,6 = 37,12 \quad [mm^2]$$

Vnitřní průměr sací trubky -  $d_{IS}$ 

$$d_{IS} = \sqrt{\frac{4 * S_{IS}}{\pi}} = 12,98 \quad [mm]$$

Vnitřní průměr výtlačné trubky -  $d_{2V}$ 

$$d_{2V} = \sqrt{\frac{4 * S_{2V}}{\pi}} = 5,67 \quad [mm]$$

Vnitřní průměr kapalinové trubky -  $d_{3K}$ 

$$d_{3K} = \sqrt{\frac{4 * S_{3K}}{\pi}} = 6,88 \quad [mm]$$

Vnější průměry trubek jsou při síle trubky 1mm větší o 2mm než průměry vnitřní.

Podle katalogu volím měděné potrubí těchto rozměrů:

- Průměr sacího potrubí: Vypočteno  $12,98 + 2 = 14,98mm \Rightarrow$  volím 18mm
- Průměr výtlačného potrubí: Vypočteno  $5,67 + 2 = 7,67mm \Rightarrow$  volím 12mm
- Průměr kapalinového potrubí: Vypočteno  $6,88 + 2 = 8,67mm \Rightarrow$  volím 10mm

**Termodynamické změny chladiva:**

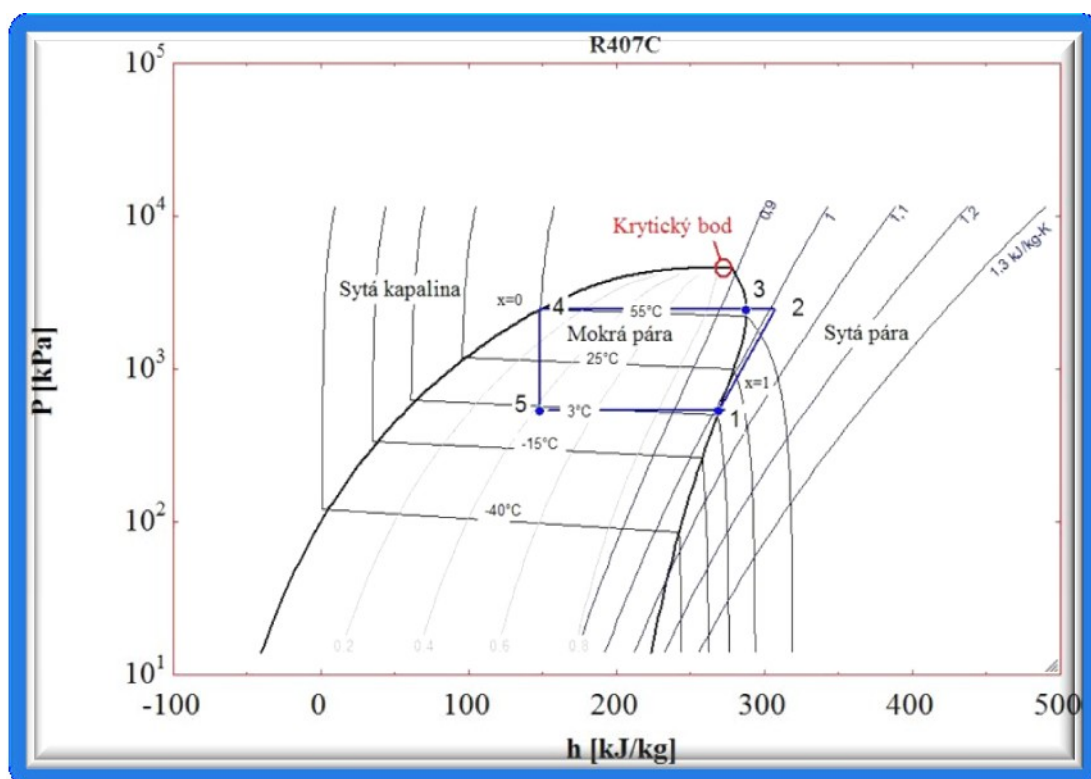
1 – 2 Izoentropická komprese chladiva v plynném stavu z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_k$

2 – 3 Izobarické ochlazení přehřáté páry

3 – 4 Izobarická kondenzace nasycených pár chladiva

4 – 5 Izoentalpické expanze chladiva z tlaku  $p_4$  na tlak  $p_v$

5 – 1 Izobarické vypařování kapalného chladiva



Obr.[7.4] – Termodynamické změny chladiva

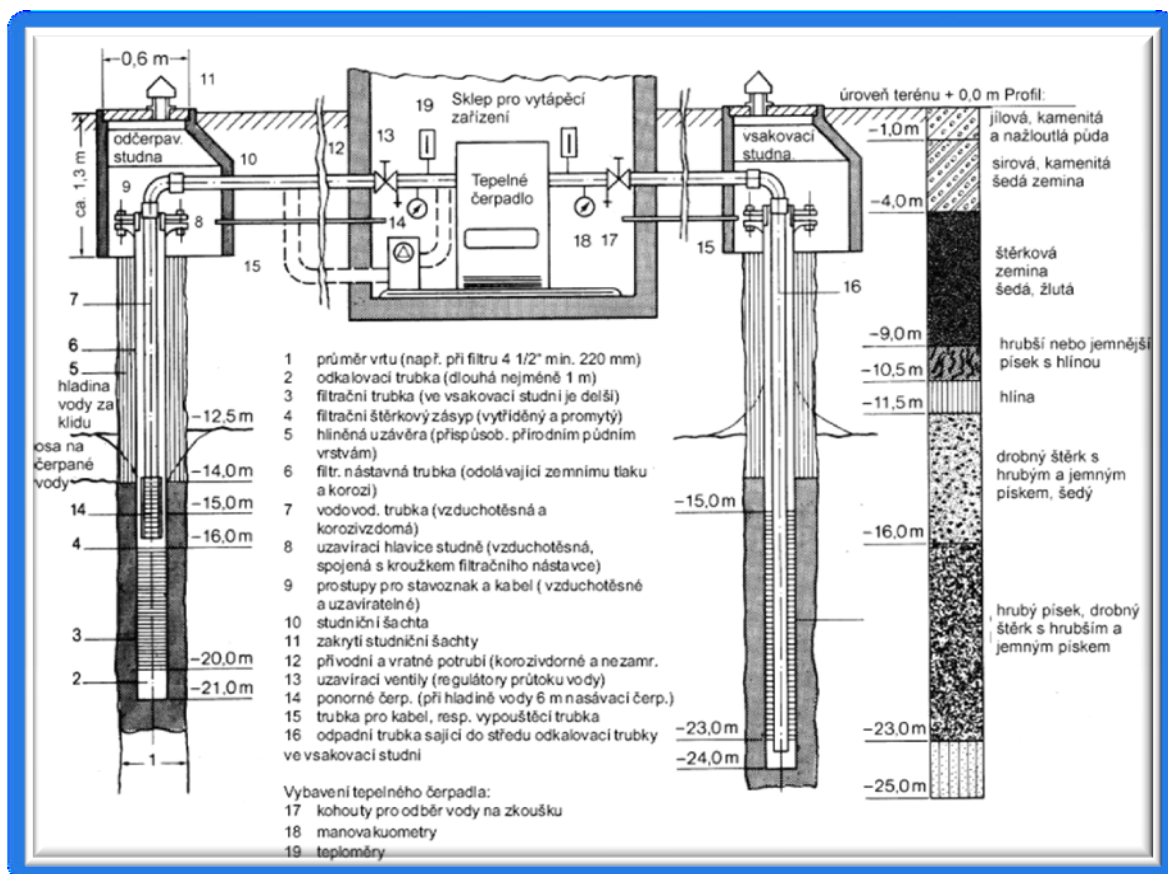
## 8. Návrh tepelného čerpadla

### 8.1 Primární okruh tepelného čerpadla

#### 8.1.1 Čerpací a vsakovací studna

Vzhledem ke skutečnosti, že při provozu TČ voda-voda dochází k trvalému pohybu podzemí vody, je důležité u studny posoudit vhodnost skladby podloží a provést čerpací zkoušku. Postupem času by mohlo vlivem tekoucích písku, docházet k zanášení obou studní. V případě, kdy studnu nemáme, musíme počítat i s jejím zhotovením. Náklady se pohybují okolo 2000Kč za běžný metr. Vrtání studny však nemusí vždy vést k úspěchu, čímž se celý projekt prodraží. Pro vybudování studny je třeba stavební povolení a souhlas příslušného orgánu životního prostředí. Dalším kritériem při posuzování vhodnosti studny je i kvalita a chemické složení její vody. Voda musí být čistá bez pevných částic, aby nedocházelo k zanášení čerpadla a výměníku tepla. Po ohřátí chladicího okruhu ve výparníku se ochlazená voda vrací zpět do země pomocí studny vsakovací. Tato studna by měla být vzdálena zhruba 8m od studny čerpací a umístěna tak, aby tok podzemních vod směřoval od studny čerpací. Na Obrázku[8.1.1] je znázorněno podloží studny a zapojení k TČ.





*Obr.[8.1.1] – Čerpací a vsakovací studna*

### 8.1.2 Ponorné čerpadlo primárního okruhu

Čerpadlo primárního okruhu je umístěno v čerpací studni, odkud dopravuje potřebné množství vody do výparníku. Ve výparníku předá voda teplo do chladicího okruhu a ochlazená se vrací zpět do studny vsakovací. Primární průtok musí být vhodným způsobem hlídán. V případě poklesu nebo úplném přerušení oběhu musí dojít k zastavení TČ. Pro zajištění dlouhé životnosti čerpadla rozhoduje čistota vody a přítomnost pevných částic.

### Tabulka hodnot

Látka	Množství na 1 litr vody [mg]
Dusičnany	100mg
Sírany	70mg
Mangan a železo	3mg
Kyselina uhličitá	20mg
Kyslík	2mg
pH vody	6 až 8

*Tabulka[8.1.2] - Tabulka přípustného obsahu látek ve vodě*

Potřebný výkon nízkopotenciálního zdroje tepla -  $P_{IN}$ 

Požadovaný tepelný výkon TČ -  $P_{OUT} = Q_k = 4,7 \text{ kW}$ , topný faktor při tomto výkonu -  $e = 4,2$ . Hodnoty jsou uvedeny v příloze[4]

$$P_{IN} = \frac{P_{OUT} \cdot (e - 1)}{e}$$

$$P_{IN} = \frac{4,7 \cdot (4,2 - 1)}{4,2}$$

Rovnice[12]

$$P_{IN} = 3,58 \text{ kW}$$

Potřebný průtok vody v primárním okruhu -  $m_v$ 

Rozdíl vstupní a výstupní teploty vody primárního okruhu, průchodem výparníku -  $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ . Měrná tepelná kapacita vody, viz tabulka[5.1]

$$P_{IN} = c_v \cdot m_v \cdot \Delta t \Rightarrow m_v = \frac{P_{IN}}{c_v \cdot \Delta t}$$

$$m_v = \frac{3,58}{4,180 \cdot (8 - 5)}$$

Rovnice[13]

$$m_v = 0,29 \text{ kg/s} (l/s) = 1027 \text{ l/h} (1,027 \text{ m}^3/\text{h})$$

**Volba čerpadla primárního okruhu**

Na základě vypočtených a daných provozních podmínek, jako je čerpání čisté vody bez pevných částic, hloubky studny cca 16m, provoz čerpadla vzhledem k celoroční přípravě TUV téměř stály a potřebnému průtoku vody 0,29kg/s, jsem zvolil ponorného čerpadla od firmy AQUACUP typ BUCK 900

**Zvolené čerpadlo:****AQUACUP – BUCK 900***Technické parametry:*

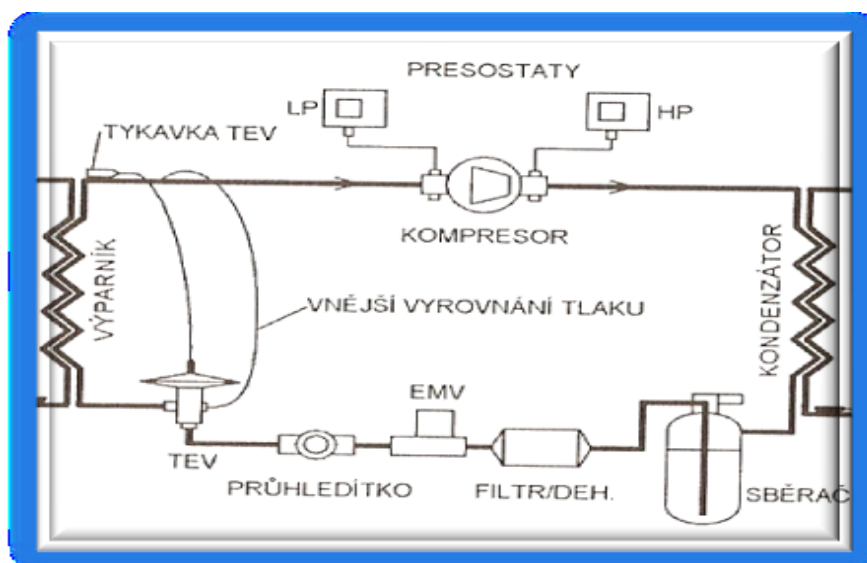
Dopravní výška	32m
Max. průtok	0,6 – 2,4 m <sup>3</sup> /h
Napájecí napětí	1x230V/50Hz st.
Max. počet spuštění	20 /hod.
Příkon	400 W

Ponorné jednostupňové jednofázové periferické čerpadlo. Vhodné pro čerpání kapalin zcela čistých, bez pevných či abrazivních částic, neagresivních, nekrytalizujících, chemicky neutrálních, vlastnostmi blízkými vodě. Jsou vhodná pro malé zavlažovací systémy, čerpání vody ze studní, vrtů, nádrží i rybníků a čerpání dešťové vody.

### 8.1.3 Příslušenství primárního okruhu

Jedná se především o potrubní systém pro dopravu vody k TČ a odvodu vody do vsakovací studny s nejrůznějšími měřícími a pojistnými členy. Podle Obr.[8.1.1] zde můžeme zařadit odkalovací trubky, vodovodní trubky, uzavírací klapky, kulové kohouty a ventily, stavoznaky, přívodní a vratné potrubí k TČ, případně i teploměry filtry a průtokoměry.

## 8.2 Chladivový okruh tepelného čerpadla



Obr.[8.2] – Schéma zapojení chladivového okruhu

### 8.2.1 Chladivo

Chladivo je látka, která cirkuluje v hermeticky uzavřeném chladicím okruhu. Je nositelem energie, bez kterého by celý systém nemohl fungovat. Jedná se o jedno a více složkové sloučeniny, která se rozděluje podle různých charakteristických vlastností.

#### Chladiva podle fyzikálních vlastností.

Podle tepelných vlastností a poměru jejich složek můžeme chladiva rozdělit na dvě základní podskupiny.

**Azeotropní** - Jedná se o jedno a vícesložková chladiva např. R22, R290, R507, R502, které se chovají obdobně jako čistá kapalina. To znamená, že během fázové přeměny z páry na kapalinu se složení páry a kapaliny nemění.

**Zeotropní** - Jsou to směsi složené ze dvou až čtyř chladiv. Vyznačují se oproti azeotropním chladivům proměnlivým složením páry a kapaliny při fázových změnách. U těchto chladiv se udává teplotní skluz (glide), což je rozdíl teplot varu při konstantním tlaku.

Vliv chladiv na poškozování ozónové vrstvy popisuje koeficient – ODP

**ODP (Ozone Depleting Potential)** – Relativní číslo, jehož základ byl vzat z freonu R11 a byl stanoveny na 1.0. Čím je toto číslo látky menší, tím je vliv na poškození ozónové vrstvy nižší.

Vliv chladiv na skleníkový efekt označuje koeficient – GWP

**GWP (Global Warming Potential)** – Základní hodnota je stanovena pro CO<sub>2</sub>, které má vliv na skleníkový efekt roven 1. Čím je číslo vyšší, tím je negativní vliv větší.

### Chladiva podle chemického složení.

Podle chemického složení se rozdělují na skupinu syntetických a přírodních chladiv.

syntetická		R 11	R 12	R 13	R 113	R 500 směs	R 502 směs
CFC	Složení	CFCl <sub>3</sub>	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	CF <sub>3</sub> Cl	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Cl <sub>3</sub>	R12/R152a	R22/R115
	ODP	1.0	1.0	1.0	0.8	0.605	0.221
	GWP	4000	8500			16200	16000
	Popis	Patří do skupiny zakázaných chladiv tzv. tvrdých freonů. Všechny atomy vodíku v molekule jsou nahrazeny atomy prvků ze skupiny halogenidů tedy chlorem, fluorem, bromem.					

Tabulka[8.2.1.1] – Charakteristika CFC chladiv

syntetická		R 22	R 123	R 124	R 142b	R 401A směs	R 402A směs
HCFC	Složení	CHF <sub>2</sub> Cl	C <sub>2</sub> HF <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> HF <sub>4</sub> Cl	CH <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> Cl	R22/R152a/ R124	R22/R125/ R290
	ODP	0,055	0,02	0,022	0,065	0,037	0,021
	GWP	1700		620	2400	1130	2690
	Popis	Do této skupiny se řadí chladiva dnes již omezována tzv. měkké freony. Jedná se o částečně chlorované uhlovodíky. Mají v molekule i atomy vodíku.					

Tabulka[8.2.1.2] – Charakteristika HCFC chladiv

syntetická		R 23	R 32	R 134a	R 152a	R 407C směs	R 410A směs
HFC	Složení	CHF <sub>3</sub>	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	R32/R125/ R134a	R32/R125
	ODP	0	0	0	0	0	0
	GWP	12000	550	1300	120	1650	1980
	Popis	Chladiva skupiny tzv. F-plynu. Byly vyvinuty jako náhrada za chladiva poškozující ozónovou vrstvu. Fluorované uhlovodíky, nemají v molekule atomy chloru.					

Tabulka[8.2.1.3] – Charakteristika HFC chladiv

Přírodní		R 170	R 290	R 600a	R 1270	R 717	R 744
		ethan	propan	isobutan	propyl en	čpavek	oxid uhličitý
	Složení	$C_2H_6$	$C_3H_8$	$CH(CH_3)_2CH_3$	$C_3H_6$	$NH_3$	$CO_2$
	ODP	0	0	0	0	0	0
	GWP	3	3	3	3	0	1
	Popis	Uhlovodíky jsou výbušná a hořlavá chladiva, avšak s vynikající chladivostí. Čpavek není vhodný do TČ, neboť je agresivní a rozežírá měď a její slitiny. Nevýhodou oxidu uhličitého jsou vysoké tlaky, výhodou je dobrá chladivost					

Tabulka[8.2.1.4] – Charakteristika přírodních chladiv

### Volba Chladiva

Zvolil jsem chladivo R407C vzhledem k jeho rozsáhlému využívání v okruzích TČ voda-voda. Zvolený kompresor firmy COPELAND je rovněž konstruován pro tento druh chladiva.

#### Zvolené chladivo:

Jak již bylo zmíněno v tabulkách syntetických chladiv, jedná se o směs několika chladiv a patří do skupiny HFC.

Obchodní názvy jsou Forane – 407C, Solkane – 407C, Klea 66, SUVA 9000 či Genetron 407C.

Bod varu při atmosférickém tlaku je okolo  $-43,8^{\circ}C$ . Termodynamické vlastnosti jsou blízké R22 má však o něco vyšší tlaky a poměrně velký teplotní skluz okolo  $6K$ , je tedy zeotropní. Do systému se plní zásadně v kapalně formě.

### 8.2.2 Kompresor

Kompresor v oběhu TČ slouží ke stlačování par chladiva. Páry vznikají odpařováním chladiva ve výparníku a následným stlačením v kompresoru se páry silně zahřejí. Stlačená a zahřátá pára se zavádí do kondenzátoru, kde zkapalní a předá teplo do topného okruhu.

Velikosti tlaku v sacím a výtlačném potrubí přitom závisí především na stanovených provozních podmínkách a na použitém druhu chladiva. Poměr mezi výtlačným a sacím tlakem se nazývá kompresní poměr. Důležitým parametrem u kompresoru je objem nasávaných par vztažený k tlaku v sacím hrdle tzv. sací výkonnost.

## Kompresory podle provedení

### *Hermetický pístový kompresor*

Jedná se o nejvíce rozšířený druh, převážně v malých provedeních pro užití do domácích chladniček s velmi vysokou životností. Elektromotor je chlazený parami nasávaného chladiva a nevýhodou těchto komp. je to, že nesnesou bez poškození nasátí kapalného chladiva. Z toho důvodu se do sacího potrubí zařazuje odlučovač kapalného chladiva. Mohou být poháněny jednofázovými motory pro menší výkony a asynchronními třífázovými motory pro výkony vyšší, přičemž výkonnější bývají zpravidla vybaveny vnitřní tepelnou ochrannou vinutí a přetlakovou pojistkou, která spojuje výtlak se sáním kompresoru při překročení maximálního tlaku.

### *Hermetický spirálový kompresor*

Tento moderní typ kompresoru, který je vyráběn poměrně krátkou dobu, byl patentován už počátkem 20. století. Spirálový nebo také kompresor "Scroll" se dnes využívá především ve většině TČ. Základním funkčním celkem je jedna horní pevná spirála, která má uprostřed otvor spojený s výtlačnou trubicí a druhý dolní spirálový díl, který krouží pomocí excentru, na hřídeli v horní spirále. Mezi spirálami se vytváří vlivem vzájemného pootočení o  $180^\circ$  rozdílné objemy pracovního prostoru, které se neustále zmenšují a současně dopravují plyn směrem k výtlaku. Mezi největší přednosti těchto kompresorů oproti pístovým patří zejména nižší vibrace a tišší chod, protože obsahují méně pohyblivých dílů a nejsou zatíženy vratným pohybem pístu. Jsou jednodušší konstrukce, neboť neobsahují ventily a nemají převod mezi motorem a pohyblivou spirálou. Nejsou citlivé ke kapalinovému rázu a mají téměř stoprocentní objemovou účinnost. Vyznačují se vysokou spolehlivostí a úsporností, což vytváří příznivé podmínky k dosažení efektivního provozu.

Z těchto důvodů jsem se rozhodl zvolit spirálový kompresor od firmy COPELAND. Tato společnost má dlouholeté zkušenosti ve výrobě kompresorů s pokrytím trhu na třech kontinentech v devíti výrobních závodech. Patentované řešení společností Emerson Climate Technologies, zaručuje kompresorům scroll velmi nízkou hladinu hluku a nejvyšší účinnost i životnost mezi výrobky na trhu.

## Volba kompresoru

Pro volbu kompresoru jsem využil program firmy COPELAND – SELECTION SOFTWARE 7.3.

### *Zadané provozní hodnoty:*

Vstupní teplota nízkopotenciálního zdroje	$t_{IN} = 8^\circ\text{C}$
Výstupní teplota do topného systému	$t_{OUT} = 50^\circ\text{C}$
Podchlazení	$0,0\text{ K}$
Přehřátí v sání	$10\text{ K}$
Požadovaný tepelný výkon	$Q_k = 4,7\text{ kW}$
Chladivo	$R407C$

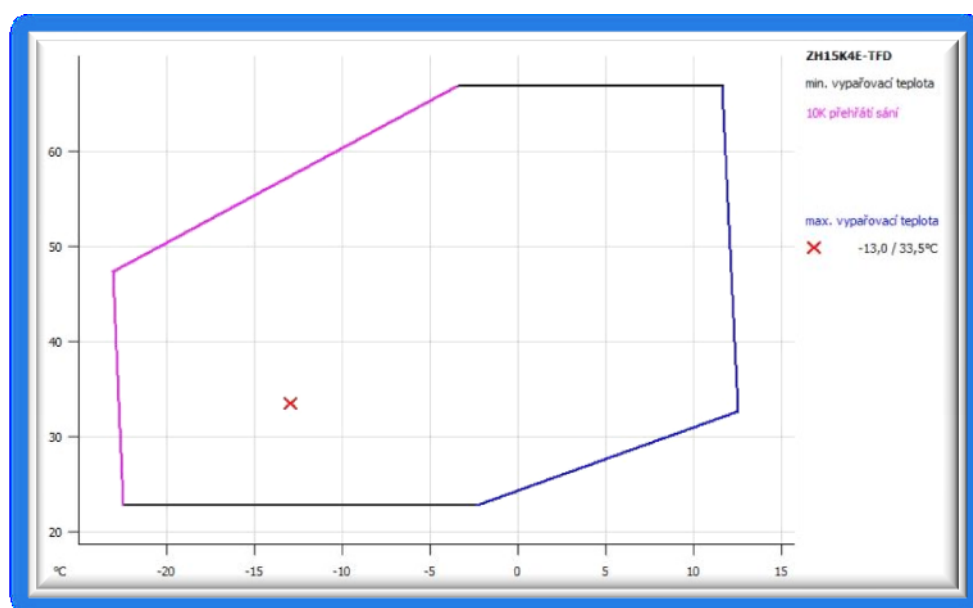
**Doporučený kompresor:****COPELAND – ZH 15 K4E - TFD***Technické parametry:*

Topný výkon	6,62 kW
Příkon	1,96 kW
Proud 400V	3,29 A
Hmotový tok	33,3 g/s
Výkonnost	5,9 m <sup>3</sup> /h
Náplň maziva	1,2 l
Hmotnost čistá	23 kg
Max. provozní proud	5,0 A
Proud nakrátko	26 A
Odpor vinutí	7,1 Ω
Jištění teploty výtlaku – vnitřní tepelná pojistka	

*Typové označení:*

<b>ZH</b>	Rozsah použití – ZH = pro tepelná čerpadla
<b>15</b>	Jmenovitý výkon (BTU/h) při 60Hz
<b>K</b>	Násobek výkonu – K = 1 000
<b>4</b>	Kód verze kompresoru
<b>E</b>	Druh maziva – E = ester
<b>TFD</b>	Typ motoru – TFD = třífázový 3x400/230/50Hz

Tabulka[8.2.2.1] – Označení kompresoru

*Provozní rozsah:*

Graf[8.2.2] – Provozní rozsah kompresoru

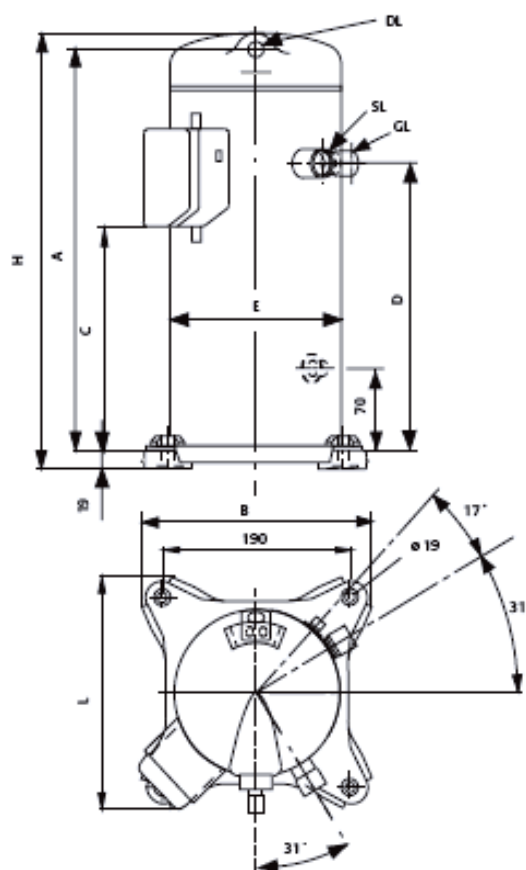
***Tabulky hodnot:***

Kondenzační teplota[°C]		Vypařovací teplota [°C]						
		-15	-10	-5	0	5	10	15
Topný výkon [kW]	35	3,30	3,94	4,68	5,55	6,56	7,73	9,08
	40	3,28	3,89	4,61	5,44	6,40	7,51	8,79
	45	3,26	3,85	4,53	5,32	6,23	7,28	8,49
	50		3,81	4,45	5,19	6,04	7,03	
	55			4,38	5,06	5,86	6,78	
příkon [kW]	35	1,31	1,35	1,39	1,43	1,47	1,52	1,57
	40	1,42	1,47	1,52	1,57	1,61	1,65	1,71
	45	1,54	1,61	1,66	1,71	1,76	1,81	1,86
	50		1,75	1,82	1,88	1,93	1,98	
	55			1,98	2,06	2,12	2,18	

*Tabulka [8.2.2.2] – Topný výkon a příkon kompresoru*

***Rozměry kompresoru:***

$A = 338$	$[mm]$
$B = 242$	$[mm]$
$C = 244,6$	$[mm]$
$D = 245$	$[mm]$
$E = 166$	$[mm]$
$H = 364$	$[mm]$
$L = 243$	$[mm]$
$SL - \text{hrdlo sání}$	$\frac{3}{4}''$
$DL - \text{hrdlo výtlak}$	$\frac{1}{2}''$



Obr. 8.2.2 – Rozměry kompresoru



### 8.2.3 Presostat

Účelem presostatu je jištění okruhu proti nepřipustným stavům. Jištění zahrnuje, hlídání maximálního provozního tlaku na sací a výtlačné straně kompresoru, ochranu při úniku chladiva, tlaková omezení, odtávání apod. Jsou to tedy nastavitelné tlakové spínače na sací a výtlačné straně, které se liší pouze nastavitelností vypínacího tlaku. Presostat na výtlačné straně pro vysoký tlak se aktivuje v případě, kdy nedochází k odvodu tepla z kondenzátoru. K tomuto stavu dochází například při poruše oběhového čerpadla na sekundární straně. Následně dochází k nárůstu kondenzační teploty a tlaku nad povolenou hranici 2,5 MPa.

Presostat pro nízký tlak, jistí okruh proti poklesu sacího tlaku před kompresorem, kdy opět dochází k poruchovému stavu. Příčinou může být přerušení oběhu v primárním okruhu, které zapříčiní pokles teploty a tlaku ve výparníku.

#### Volba Presostatu

Zvolil jsem Presostaty typu PS1 od firmy ALCO – CONTROLS

#### Zvolený presostat:

Nízkotlaký jistič: **ALCO – PS1 – A3K**

Vysokotlaký jistič: **ALCO – PS1 – A5K**

#### Technické parametry:

Rozsah okolních teplot

-50 °C... +70 °C

Odolnost vibracím (10 – 10kHz)

5g

Motorová zátěž nakrátko

144A/230V st

Připojení tlaku A3K, A5K

kapilára/matice

7/16"-20 UNF



#### Tabulka hodnot:

		rozsah nastavení		nastavení	netěstnostní
		horní mez [bar]	diference [bar]	výrobce [bar]	zkouška [bar]
typ	NT				
	PS1-A3K	-0,5.... 5	0,5.... 5	3,5/4,5	25
	VT				
	PS1-A5K	6..... 31	2..... 15	16/20	25

Tabulka[8.2.3] – Rozsah nastavení presostatu

### 8.2.4 Výměníky tepla

Jak již bylo zmíněno v principu TČ, výměník je zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma médii, přičemž musí platit druhá věta zákona termodynamiky, která říká, že se teplo šíří pouze z prostředí o vyšší teplotě do prostředí s teplotou nižší. V okruhu TČ rozlišujeme podle umístění dva výměníky tepla. V primárním okruhu je to tzv. Výparník, který slouží k předávce tepla z vnějšího prostředí do chladivového okruhu a na straně sekundární tzv. Kondenzátor, který zabezpečuje předávku tepla z chladivového okruhu do topného média. Výměníku tepla podle provedení existuje celá řada, např. deskové, lamelové, trubkové atd. Při návrhu vhodného výměníku rozhoduje řada parametrů, jako je požadovaný výkon, vstupní a výstupní teploty, plocha a závislost tlakových ztrát na průtoku média.

Vzhledem k velké účinnosti a vysokým přenášeným výkonům při malých rozměrech, jsem zvolil deskové výměníky. Jsou velice kompaktní, chemicky odolné, snášejí vysoké tlaky a snadno se montují. Nevýhodou jsou větší tlakové ztráty, které se ovšem dají vykompenzovat použitím větších počtů desek, avšak na úkor ceny. Výměník tvoří nerezové desky s frézovanými drážkami. Při složení tyto drážky vytvářejí dvě skupiny labyrintových kanálků, přes které odděleně proudí obě média. Desky se k sobě nejčastěji pájejí, takže výměník vytváří nerozebíratelný celek. Nevýhodou těchto typů je větší náchylnost na zanášení, zapříčiněné úzkými mezerami v oběžných kanálcích. Z těchto důvodů se obvykle instalují před výměník filtry. Do systému se připojují pájením nebo přišroubováním.

#### Volba Kondenzátoru a výparníku

Pro návrh kondenzátoru a výparníku jsem použil program ALFA LAVAL SELECTED.

#### **Zadané provozní hodnoty: Kondenzátor**

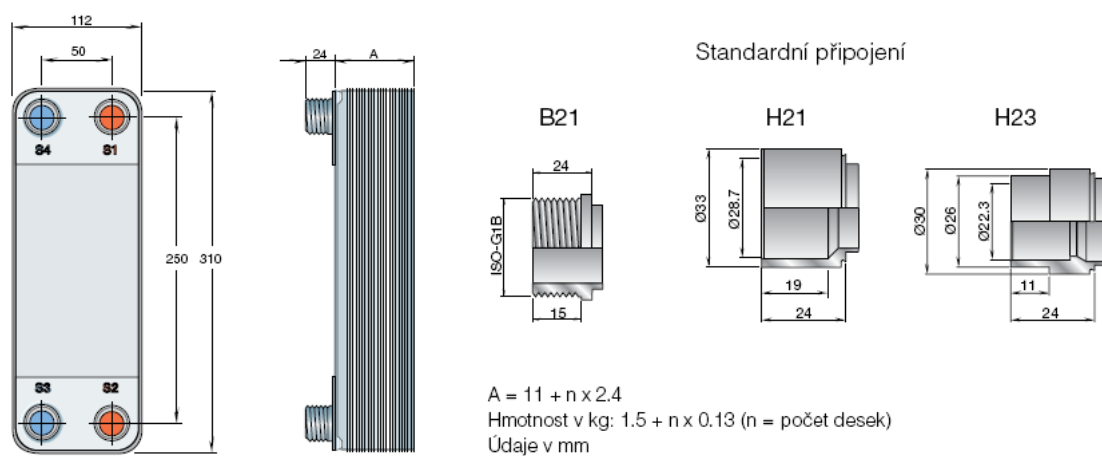
Tepelný výkon	$Q_k = 4,7 \text{ kW}$
Kondenzační teplota	$t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
Kondenzační tlak	$p_k = 24,61 \text{ bar}$
Teplota (vstupní) sekundární okruhu	$t_{INS} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota (výstupní) sekundární okruhu	$t_{OUTS} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
Chladivo	$R407C$
Topný okruh	$Voda$

#### **Zadané provozní hodnoty: Výparník**

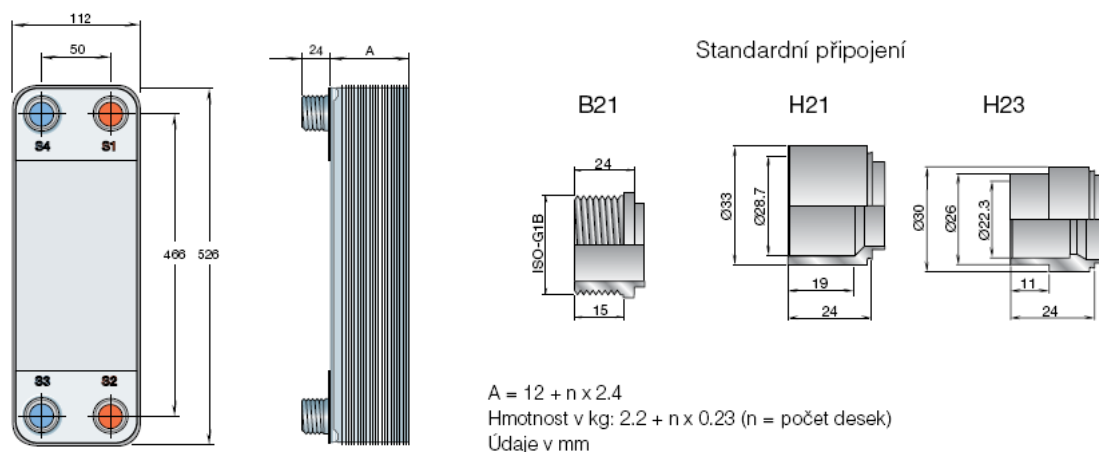
Chladicí výkon	$Q_{ch} = 3,581 \text{ kW}$
Kondenzační teplota	$t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
Vypařovací teplota	$t_v = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota (vstupní) primární okruhu	$t_{INP} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota (výstupní) primární okruhu	$t_{OUTP} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
Průtok primárního okruhu	$m_v = 0,29 \text{ kg/s}$
Chladivo	$R407C$
Topný okruh	$Voda$

**Doporučený kondenzátor:****ALFA NOVA 27 – 30H****Doporučený výparník:****ALFA NOVA 52 – 20H***Technické parametry:*

Veškeré specifikace deskových výměníků jsou uvedeny v příloze [6].

**Rozměry kondenzátoru:**

Obr.[8.2.4.1] – Rozměry kondenzátoru

**Rozměry výparníku:**

Obr.[8.2.4.2] – Rozměry výparníku

### 8.2.5 Sběrač kapalného chladiva

V okruhu TČ slouží jako zásobník chladiva. Sběrač je ležatá nebo stojatá tlaková nádoba, do níž je zaústěna vstupní trubka, pro přívod chladiva z kondenzátoru a výstupní trubka, pro odvod chladiva k dehydrátoru. Kromě zásobníku slouží sběrač k odlučování bublin z chladiva a zajišťuje, aby do TEV přicházela pouze čistá kapalina. Při volbě objemu sběrače je třeba přihlížet k celkové hmotnosti náplně. Jeden litr objemu sběrače zhruba odpovídá jednomu kW výkonu. Je vhodné osadit i objemově větší typ, neboť při poruše systému může sloužit jako zásobník celého chladiva.

#### Volba sběrače chladiva

Volím sběrač kapalného chladiv typ FM od firmy KLIMAL

#### *Zvolený sběrač kapalného chladiva:*

**KLIMAL - FM 4,6 15 – 2SG4 - SV**

#### *Technické parametry:*

Max. pracovní tlak

28 bar

Provozní teploty

- 10°C ... + 100°C

#### *Typové označení:*

<b>FM</b>	Označení typové řady – FM = stojatý, malý objem
<b>4,6</b>	Objem v litrech
<b>15</b>	Označení průměru sběrače – 15 = 159 mm
<b>2SG4</b>	Počet a typ průhledítek
<b>SV</b>	Připojení pro pojistný ventil ½“

*Tabulka[8.2.5] – Označení sběrače chladiva*

### 8.2.6 Filtrdehydrátor

Účelem filtrdehydrátoru je odstranění vlhkosti, kyselých složek a drobných mechanických nečistot z chladivového okruhu, pomocí aktivní hmoty tvořené kombinací molekulárního síta a aktivního oxidu hliníku.

Molekulární síta tvoří speciální druh materiálu, který má velmi dobrou jímavost vody nezávislou na obsahu oleje v chladivu. Oxid hliníku slouží k pohlcování kyselých složek z chladiva.

Pokud se nepodaří odstranit z okruhu veškerou vlhkost, je nutné dehydrátor vyměnit za nový. Z toho důvodu je vhodnější používat typy s kalíškovým připojením pro snadnou demontáž. Připojovací průměr potrubí dehydrátor se volí na základě vypočtené hodnoty průměru kapalinového potrubí, přičemž není na škodu osadit objemově větší typ.

### Volba Filtrdehydrátoru

Z těchto důvodů jsem zvolil obousměrný dehydrátor řady BFK hermetického provedení od firmy ALCO pro potrubí o průměru 10 mm.

#### Zvolený dehydrátor:

**ALCO – BFK 083**

#### Technické parametry:

Výkon

11,1 kW

Tlakový spád všech dílů

0,1 bar

Rozměr hrdel

10mm (3/8") SAE - šroubovací

Jímavost kyselin

0,6 g

Jímavost vody

7,5 g

Max provozní přetlak

4,3 MPa

Zachycení nečistot

> 25 μm

Provozní teploty

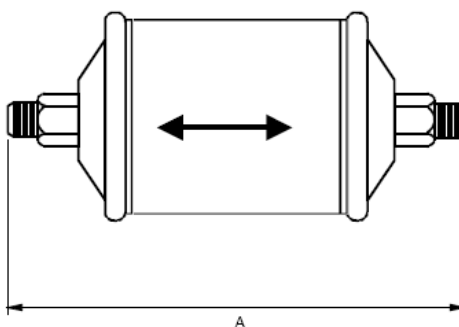
- 45°C ... + 65°C



#### Rozměry dehydrátoru:

A = 134 [mm]

B = 64 [mm]



Obr.[8.2.6] – Rozměry filtrdehydrátoru

#### Tabulka hodnot:

výkon [kW]		Vypařovací teplota [°C]						
		-15	-10	-5	0	5	7	10
Kondenzační teplota [°C]	35	13,85	14,15	14,45	14,6	14,9	14,95	15,05
	40	12,95	13,2	13,45	13,7	14,00	14,05	14,1
	45	12,1	12,3	12,55	12,8	13,00	13,1	13,25
	50	11,1	11,35	11,65	11,85	12,05	12,15	12,25
	55	10,1	10,45	10,65	10,85	11,1	11,2	11,3

Tabulka[8.2.6] – Výkon dehydrátoru

### 8.2.7 Elektromagnetický ventil v kapalinovém okruhu

Před TEV se zařazuje elektromagnetický ventil, jehož funkcí je uzavření přívodu kapalného chladiva do TEV při vypnutí, nebo odstavení kompresoru. Tento ventil se opětovně otevře při zapnutí kompresoru a umísťuje se v kapalinovém potrubí pomocí kalíškového nebo pájecího připojení.

**Existují dva základní typy podle funkce ovládání.**

**Přímo ovládané** - Menší ventily, které jsou ovládány přímo elektromagnetickým polem cívky, které působí na kotvu a ta otevírá sedlo ventilu. Nevyžadují pracovní rozdíl tlaků pro svou funkci.

**Servo ovládané** - Větší nazývané také servoventily jež potřebují ke správné činnosti malý rozdíl tlaků. Elektromagnetické pole cívky otevírá pouze sedlo pilotventilu. Potřebná síla k otevření hlavního pístu je vyvozena proudícím chladivem jako důsledek určité tlakové ztráty ve ventilu. Min. tlakový spád by měl být zhruba 5 kPa aby servoventily zůstaly plně otevřeny. Při nižším tlaku, hrozí při malém průtoku chladiva nedosáhnutí potřebného tlakového spádu a ventil pak spolehlivě neuzavírá a dochází k pulzacím v potrubním systému

Pro návrh ventilu je proto rozhodující zejména výkon v nejnižším a provozním zatížení.

#### Volba elektromagnetického ventilu

Zvolil jsem elektromagnetický ventil od firmy ALCO podle zadaných vstupních hodnot

Vstupní teplota nízkopotenciálního zdroje

$$t_{IN} = 8^{\circ}\text{C} \Rightarrow t_v = 5^{\circ}\text{C}$$

Výstupní teplota do topného systému

$$t_{OUT} = 50^{\circ}\text{C} \Rightarrow t_k = 55^{\circ}\text{C}$$

Požadovaný tepelný výkon

$$Q_k = 4,7 \text{ kW}$$

Chladivo

R407C

Tlakové ztráty soustavy

0,5 bar

Tlaková ztráta ve ventilu

0,1 bar

Celkové podchlazení

0,0 K

#### Doporučený elektromagnetický ventil:

**ALCO – 200 RB T 3**

*Technické parametry:*

Tlakový spád všech dílů

0,1 bar

Jmenovitý výkon při ztrátě 0,15 bar

6,8 kW

Max. provozní přetlak

35 bar

Max. provozní rozdíl tlaků

25 bar

Min. provozní rozdíl tlaků

0,05 bar

Střední rozsah teplot

- 40...+ 120 °C

Cívka

ASC

Rozměr hrdel

T3 – 3/8“ x 3/8“

Bez proudu uzavřen

Ano



**Typové označení:**

<b>200 RB</b>	Řada
<b>T</b>	Pájecí – T = Pájecí hrdla 10 mm, 3/8“
<b>3</b>	Hrdlo v 1/8”

Tabulka[8.2.7.1] – Označení elektromagnetického ventilu

**Tabulka hodnot:**

tlak. ztráty soustavy [bar]		Vypařovací teplota [°C]						
		-15	-10	-5	0	5	7	10
<b>Kondenzační teplota [°C]</b>	<b>35</b>	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
	<b>40</b>	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06
	<b>45</b>	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07
	<b>50</b>	0,1	0,1	0,1	0,09	0,09	0,09	0,08
	<b>55</b>	0,12	0,12	0,11	0,11	0,1	0,1	0,1

Tabulka[8.2.7.2] – Tlakové ztráty soustavy

**8.2.8 Průhledítko**

Průhledítko slouží ke sledování toku chladiva a indikaci vlhkosti, která se projevuje změnou zbarvení ukazatele. Umisťuje se v kapalinovém potrubí mezi filtrdehydrátor a TEV připájením, nebo pomocí kalíškového připojení. V těchto místech je nepřípustné, aby chladivo obsahovalo vzduchové bublinky. Jejich přítomnost v průhledítku, signalizuje malé množství chladiva, nebo zúžený průřez potrubí, v němž dochází k nežádoucí expanzi chladiva.

Průměr přívodního potrubí se volí stejně jako u filtrdehydrátoru, podle vypočteného průměru kapalinového potrubí.

**Volba Průhledítka**

Volím Průhledítko řady AMI od firmy ALCO s citlivým ukazatelem a čtyřbarevnou stupnicí.

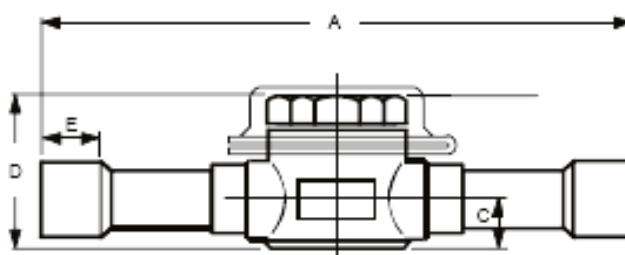
**Zvolené průhledítko:**

**ALCO – AMI – 1TT3**

**Technické parametry:**

Max provozní přetlak 3,1 MPa  
 Materiál tělesa mosaz  
 Rozměr hrdel 10mm (3/8“)  
 Možnost výměny průřezu v případě poškození  
 Pro chladivo R407C spolu s mazivy jak minerálními tak i POE



**Rozměry průhledítka:** $A = 57$  [mm] $B = 29$  [mm] $C = 9$  [mm] $D = 30$  [mm] $E = 8$  [mm]

Obr.[8.2.8] – Rozměry průhledítka

**Tabulka hodnot:**

		Obsah vlhkosti v mg vody na 1kg chladiva			
		Modrá Suché	Fialová	Purpurová Varování	Červená Mokré
Teplota kapaliny [°C]	25	26	42	94	151
	38	40	68	144	232
	52	64	109	230	371

Tabulka[8.2.8] – Barevná stupnice na průhledítku

**8.2.9 Expanzní ventil**

Jeho přesnější název je termostatický expanzní ventil (TEV), někdy nazývaný vstřikovací ventil. Tento expanzní ventil v oběhu TČ slouží ke vstřikování správného množství kapalného chladiva do výparníku tak, aby byl výparník optimálně plněn a vyhovoval provoznímu režimu. K hlavním částem TEV patří tryska, která je otevírána silou, vzniklou vzájemným působením několik veličin a teplotní čidlo nazývané tykavka. Tykavku tvoří malá nádobka, plněná vhodným médiem, u kterého se vlivem zvyšování teploty zvyšuje i tlak a pomocí kapiláry se tento tlak přenáší z tykavky nad membránu TEV. V prostoru pod membránou, roste tlak úměrně s vypařovací teplotou. Rozdíl těchto tlaků odpovídá přehřátí chladiva a vytváří sílu, která působí proti síle pružiny a otevírá trysku ventilu.

Nad trysku TEV tedy působí tři síly: Síla vyvolaná tlakem na membránu od tykavky, síla vyvozená vyrovnávacím tlakem plynů ve výparníku a síla pružiny. Otáčením regulačního šroubu na ventilu se dá měnit síla vyvozená pružinou. Po správném nastavení přehřátí se musí regulační šroub hermeticky uzavřít a utěsnit speciální zaslepenou maticí z důvodu, aby nedocházelo k únikům chladiva ze systému. Velikost trysky i náplň tykavky se volí vzhledem k požadovanému výkonu a použitému chladivu.





**Typové označení:**

<b>TI</b>	Typ ventilu – TI = šroubovací hrdla
<b>E</b>	Vnější vyrovnání tlaku
<b>2</b>	Velikost trysky, typ trysky = TIO 002
<b>N</b>	Kód chladiva – N = 407C
<b>W</b>	Kód plnění
<b>----</b>	MOP (Maximum operating pressure) – Bez MOP

Tabulka[8.2.9.1] – Označení TEV

**Tabulka hodnot:**

výkon [kW]		Vypařovací teplota [°C]								
		-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	15
<b>Kondenzační teplota [°C]</b>	<b>35</b>	4,96	5,58	5,5	5,33	5,16	5,05	4,87	4,69	4,49
	<b>40</b>	5,06	5,73	5,68	5,54	5,41	5,35	5,23	5,09	4,93
	<b>45</b>	5,12	5,8	5,77	5,71	5,62	5,55	5,43	5,34	5,24
	<b>50</b>	5,08	5,77	5,8	5,76	5,69	5,66	5,59	5,52	5,45
	<b>55</b>	4,96	5,69	5,72	5,7	5,69	5,67	5,62	5,57	5,51

Tabulka[8.2.9.2] – Výkon TEV

**8.2.10 Měděné potrubí**

Pro TČ stejně jako pro chladicí techniku jsou nejvhodnější měděné trubky zhotoveny z bezkyslíkaté mědi. Tyto trubky snášejí velmi vysoké tlaky. Dodávají se buď jako tvrdé nebo měkké s uzavřenými konci, odmaštěné s vyčištěným vnitřním povrchem.

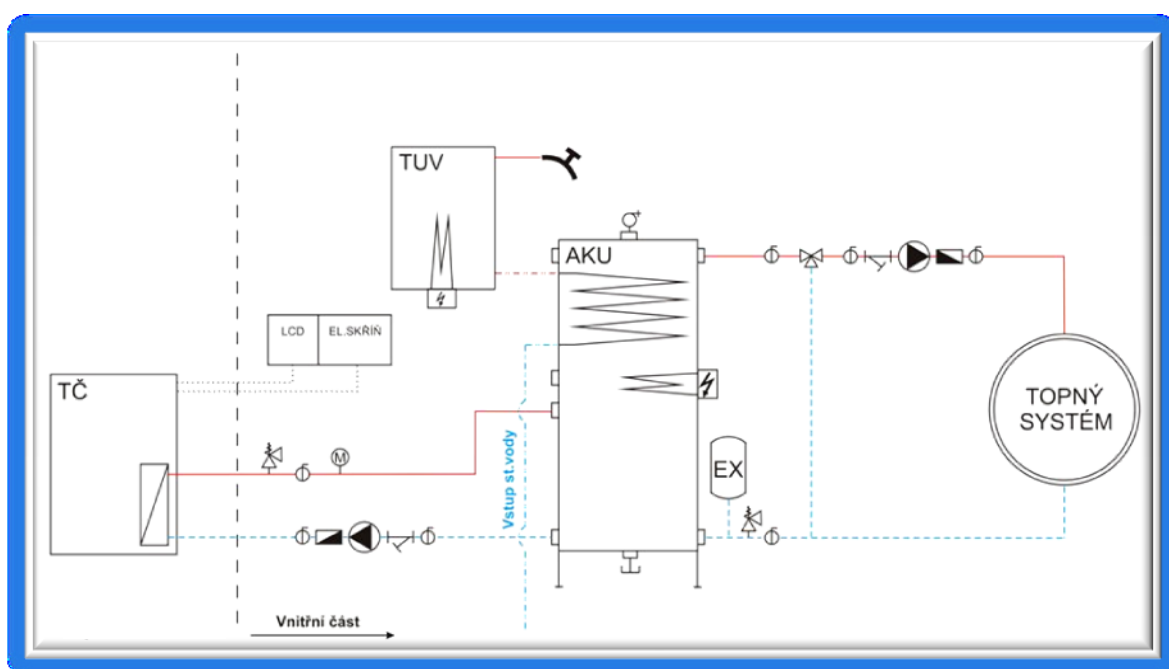
**Tabulka technických údajů:**

	Rozměr trubek [mm]							
	6x1	8x1	10x1	12x1	16x1	18x1	22x1	28x1
<b>1m = kg</b>	0,14	0,196	0,252	0,308	0,419	0,475	0,587	0,755
<b>1kg = m</b>	7,14	5,1	3,97	3,25	2,39	2,11	1,71	1,33
<b>1m = m<sup>2</sup></b>	0,019	0,025	0,031	0,038	0,05	0,057	0,069	0,088
<b>1m = L</b>	0,013	0,028	0,05	0,079	0,14	0,2	0,314	0,531
<b>1L = m</b>	79,3	35,3	19,9	12,74	7,14	5	3,19	1,88
<b>Tlak [bar]</b>	229	163	126	104	80	67	54	52

Tabulka[8.2.10] – Technické parametry trubek

### 8.3 Sekundární okruh

Při návrhu zapojení TČ k topnému systému (sekundární okruh) jsem vycházel ze schématu *obr.[8.3]*. Výkon TČ je navržen na ohřev topné vody pro vytápění RD a přípravu TUV na základě naměřené venkovní teploty. Elektrická topná tělesa jako záložní zdroj se zapínají podle navoleného provozu (Monoenergetický) a dohřívají vodu na požadovanou teplotu v případě kdy, již výkon TČ nestačí, nebo je omezen systémovou regulací. Sekundární okruh se skládá z akumulčního zásobníku s vnitřním výměníkem pro ohřev TUV, zásobníku TUV, připojovacího potrubí, oběhových čerpadel, topných těles, jisticích prvků, filtrů, expanzní nádoby a bezpečnostních uzavíracích ventilů a kulových kohoutů.



Obr.[8.3] - Schéma zapojení TČ do topného okruhu

⊘	Kulový kohout uzavírací
⌏	Kulový kohout vypouštěcí
⚠	Pojistný ventil
⚡	Trojcestný ventil směšovací
⊙	Teploměr, tlakoměr
♀	Automatický odvzdušňovací ventil
⬅	Zpětný ventil
⌈	Filtr
⚙	Tepl vodní oběhové čerpadlo

Tabulka[8.3] – Schematické značky prvků v sekundárním okruhu

### 8.3.1 Akumulační zásobník + příslušenství

Zásobník slouží k akumulaci a následné distribuci topné vody k vytápění a jako hydraulický oddělovač objemových toků v okruhu TČ. Akumulace tepelné energie je rovněž potřebná pro přemostění doby vysokého tarifu, kdy je TČ mimo provoz. Zásobník se řadí mezi TČ a topný systém z důvodu zajištění stálého průtoku v sekundárním okruhu bez ohledu na množství odebrané vody.

#### Stanovení objemu akumulární nádrže – $V$

Požadovaný topný výkon TČ -  $P_{OUT} = 4,7 kW = Q_k$ . Rozdíl výstupní a vstupní teploty vody sekundárního okruhu, průchodem kondenzátoru -  $\Delta t = 10^\circ C$ . Měrná tepelná kapacita vody, viz *tabulka[5.1]*

$$P_{OUT} = \Delta t \cdot m \cdot c_v$$

$$m = \frac{P_{OUT}}{\Delta t \cdot c_v} \cdot 3600$$

$$m = \frac{4700}{(50 - 40) \cdot 4180} \cdot 3600$$

$$m = 404 kg = 404 l$$

*Rovnice[14]*

### Volba akumulárního zásobníku

Zvolil jsem zásobník s objemem nejbližší požadovanému. Jedná se o AZ od firmy REGULUS typ PS2F o objemu 300l.

#### **Zvolený akumulární zásobník:**

#### **REGULUS – PS2F 300**

##### *Technické parametry:*

Max. provozní přetlak

6 bar

Objem

300 l

Hmotnost

69 kg

Max. provozní teplota

95 °C

Příruby pro výměníky

G 1" nebo G 3/4"

Příruby pro připojení zdrojů tepla

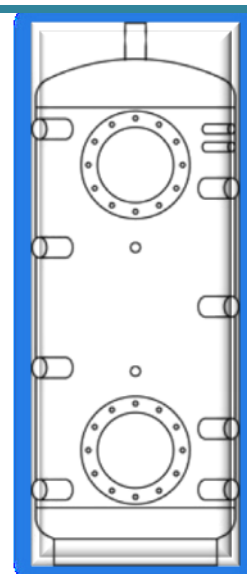
9 x G 6/4"

Příruby pro instalaci jímků čidel

4 x G 1/2"

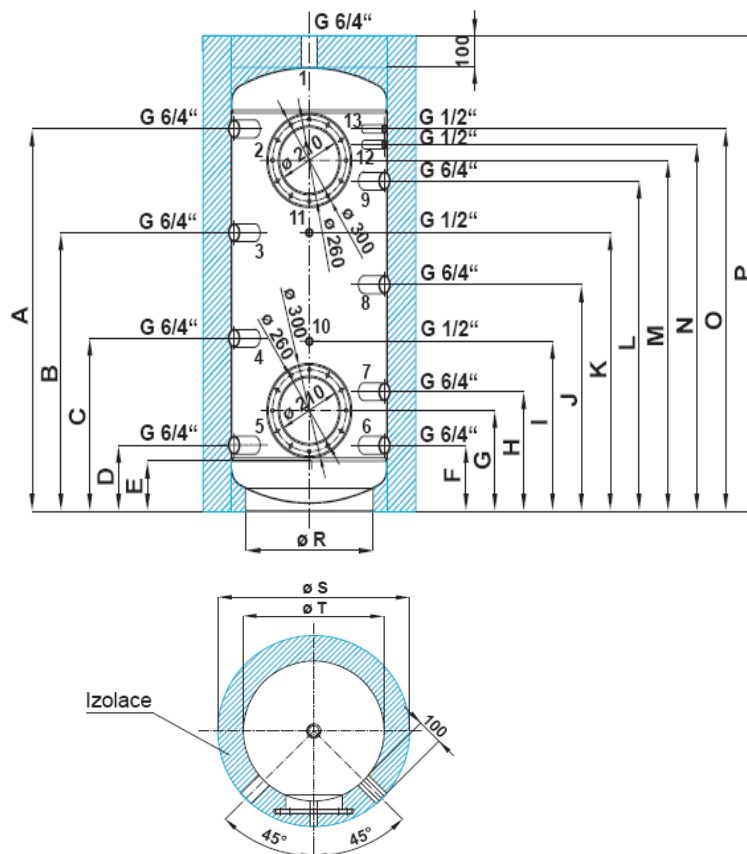
Elektrická topná tělesa lze instalovat do přírub

G 6/4"



**Rozměry zásobníku:**

$A = 1215$	[mm]
$B = 885$	[mm]
$C = 550$	[mm]
$D = 210$	[mm]
$E = 160$	[mm]
$F = 210$	[mm]
$G = 320$	[mm]
$H = 380$	[mm]
$I = 540$	[mm]
$J = 720$	[mm]
$K = 885$	[mm]
$L = 1050$	[mm]
$M = 1115$	[mm]
$N = 1165$	[mm]
$O = 1215$	[mm]
$P = 1510$	[mm]
$\phi R = 450$	[mm]
$\phi S = 750$	[mm]
$\phi T = 550$	[mm]



Obr.[8.3.1] – Rozměry akumulačního zásobníku

**8.3.2 Trubkový výměník**

Jako součást příslušenství akumulačního zásobníku, slouží k předávce tepelné energie z topné vody do vody užitkové. Liší se především velikostí předávací plochy, délkou, připojovacím rozměrem, způsobem vinutí a počtem trubek. Při návrhu a volbě výměníku je rozhodující určení celkové předávací plochy.

**Střední teplotní rozdíl -  $\Delta t_{stř}$** 

Rozdíl vstupních teplot: vody v AZ a vody z vodovodu -  $\Delta t' = 42,4^\circ\text{C}$ . Rozdíl

výstupních teplot: vody z AZ a vody z vodovodu  $\Delta t'' = 5^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(50 - 7,6) - (45 - 40)}{\ln \frac{50 - 7,6}{45 - 40}}$$

$$\Delta t_{stř} = 17,5^\circ\text{C}$$

Rovnice[15]

Výpočet teplosměnné plochy výměníku –  $S$ 

Požadovaný topný výkon výměníku pro ohřátí TUV -  $Q_{VYM} = 4,7 kW = Q_k$ . Měrná tepelná kapacita vody, viz *tabulka[5.1]*. Součinitel prostupu tepla výměníku jsem odečetl z katalogu REGULUS.

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř}$$

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{stř}}$$

$$S = \frac{4,7}{0,157 \cdot 17,5}$$

$$S = 1,71 m^2$$

*Rovnice[16]*

**Volba trubkového výměníku**

Volím měděný trubkový výměník od firmy REGULUS s teplosměnnou plochou  $1,8 m^2$ .

**Zvolený trubkový výměník:****REGULUS – 6152**

Délka spirály	470 mm
Průměr spirály	170 mm
Připojovací rozměr	G 3/4"
Počet trubek	1

**8.3.3 Zásobník TUV**

Pohotovostní zásobník TUV by měl být vybavený topným elektrickým tělesem pro dohřev vody při nízkém výkonu TČ a současně pro odstranění bakterií typu *Legionella*, kdy se musí min. jednou týdně voda ohřát na teplotu cca  $70^{\circ}C$ .

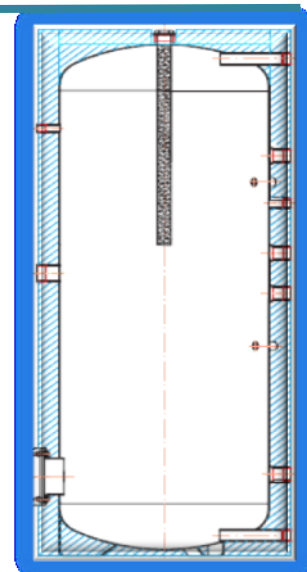
Potřeba TUV je  $0,083 m^3/osobu$  za den a potřebný výkon pro ohřev vody, které musí dodat TČ případně ZZ se vypočítá podle *Rovnice[10]*.

**Volba zásobníku TUV**

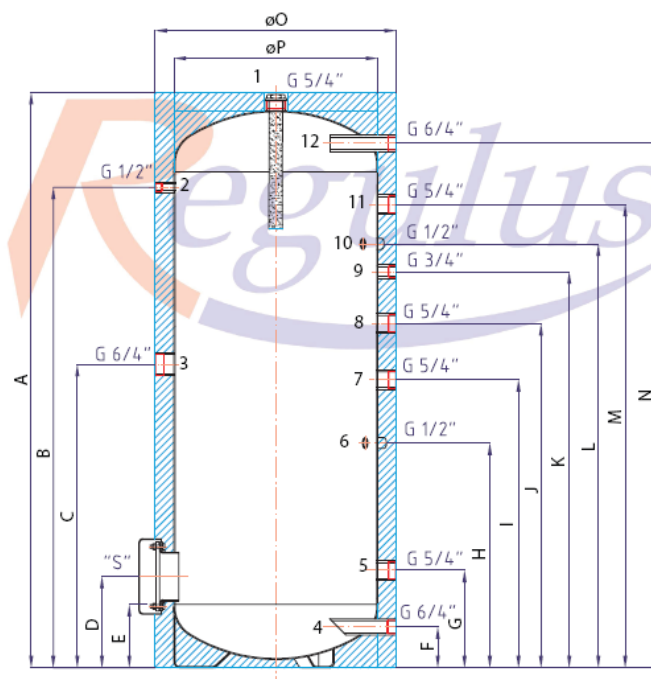
Zvolil jsem tlakový stojatý zásobník s ocelovou nádrží a smaltovaným vnitřním povrchem. K zásobníku lze doinstalovat el. topná tělesa, případně přídatné trubkové výměníky pro připojení solárního okruhu.

**Zvolený zásobník TUV:****REGULUS – R0BC 300***Technické parametry:*

Objem	300 l
Hmotnost prázdné nádrže	59 kg
Max. provozní přetlak	10 bar
Max. provozní teplota	95 °C
Příruba pro přívod a odvod TUV	G 6/4"
Příruba pro el. Topné těleso	G 6/4"
Příruba pro magnesiiovou anodu	G 5/4"
Příruba pro cirkulaci	G 3/4"
Příruba pro teplotní čidlo a teploměr	3 x G 1/2"
Příruba pro dva okruhy s externími výměníky tepla	4 x G 5/4"

**Rozměry zásobníku:**

A = 1710	[mm]
B = 1384	[mm]
C = 914	[mm]
D = 257	[mm]
E = 170	[mm]
F = 110	[mm]
G = 264	[mm]
H = 654	[mm]
I = 849	[mm]
J = 979	[mm]
K = 1141	[mm]
L = 1214	[mm]
M = 1294	[mm]
N = 1565	[mm]
$\phi O = 610$	[mm]
$\phi P = 500$	[mm]



Obr.[8.3.3] – Rozměry zásobníku TUV

**8.3.4 Elektrické topná tělesa s termostatickou hlavicí**

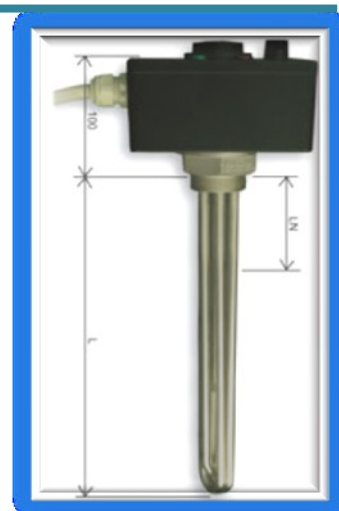
Slouží pro elektrický ohřev topné vody v akumulacím zásobníku a zásobníku TUV. Při nejnižších teplotách vody a venkovního vzduchu ( $t_e = -15^\circ\text{C}$ ) je potřebný el. výkon pro ohřev topné vody 1776 W příloha[3]. Výkon pro ohřev TUV je naopak nejvyšší při teplotě venkovního vzduchu  $t_e = +13^\circ\text{C}$ , neboť jak již bylo zmíněno ohřev užitkové vody je podřízen vytápění. Zvolil jsem el. topnou hlavici s výkonem 2 kW.

**Volba el. topného tělesa**

Volím el. topné těleso z nerezavějícího materiálu s termostatickou hlavicí. Těleso je vybaveno provozním termostatem s možností nastavení teploty na  $0 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Zvolené topné těleso:****REGULUS – 10116***Technické parametry:*

Napětí	1/N/PE AC 230V
Topný výkon	2 kW
Vnější závit	G 6/4 "
Ochrana proti přetopení	99 °C

**8.3.5 Oběhová čerpadla topného okruhu**

Oběhová čerpadla v topném systému slouží k dodávce ohřáté vody z TČ do AZ a z tohoto zásobníku k jednotlivým sběračům a rozdělovačům topné vody. Po ochlazení se vratná topná voda vrací zpět do výměníku TČ (kondenzátoru), kde se znova ohřeje na požadovanou teplotu. Potřebný průtok lze stanovit obdobně jako u ponorného čerpadla primárního okruhu podle rovnice [13]. Potřebný průtok je rovněž vypočten u kondenzátoru programem ALFA LAVAL.

**Volba oběhových čerpadel**

Zvolil jsem čerpadlo s volitelnými otáčkami ve  $3^{\circ}$  od firmy GRUNDFOS typ UPS. Pro cirkulaci horké, nebo studené vody v topných okruzích.

**Zvolené oběhové čerpadla:****GRUNDFOS – UPS 25 - 40***Technické parametry:*

Max. průtok	3 m <sup>3</sup> /h
Dopravní výška	3,5 m
Max. teplota	110 °C
Max. provozní tlak	10 bar
Max. příkon	95 W
Připojení	G1 1/2 "
Hmotnost	2,6 kg





**Rozměry čerpadla:**

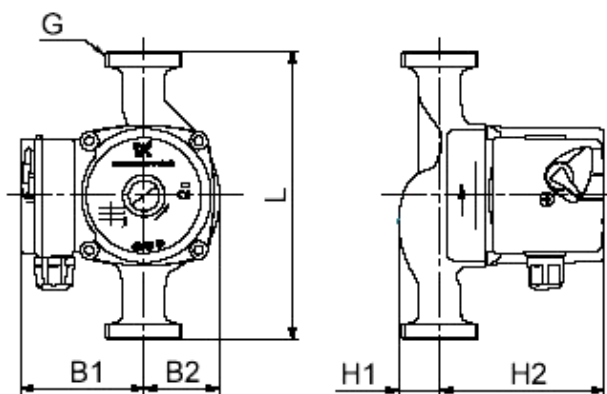
$L = 180$  [mm]

$H1 = 32$  [mm]

$H2 = 102$  [mm]

$B1 = 75$  [mm]

$B2 = 51$  [mm]



Obr.[8.3.5] – Rozměry oběhového čerpadla

**8.3.6 Tlaková expanzní nádoba**

Pro vyrovnání objemu média způsobeného teplotními změnami a udržení tlaku v topném okruhu v předepsaném rozmezí slouží expanzní nádoba. V ocelovém plášti nádoby se nachází membránové těleso, které rozděluje prostor vyrovnávacího plynu a topné vody. Při vypnutém stavu zaplňuje skoro celý objem expanzní nádoby plyn. V okamžiku, kdy začne proudit přes ex.nádobu teplá voda, dochází ke stlačování tohoto plynu, poklesne-li teplota v okruhu je tato voda tlakem plynu vytlačována zpět.

**Volba expanzní nádoby**

Zvolil jsem tlakovou nádobu od firmy REGULUS typ GITRAL.

**Zvolená expanzní nádoba:**

REGULUS – GITRAL – MB18

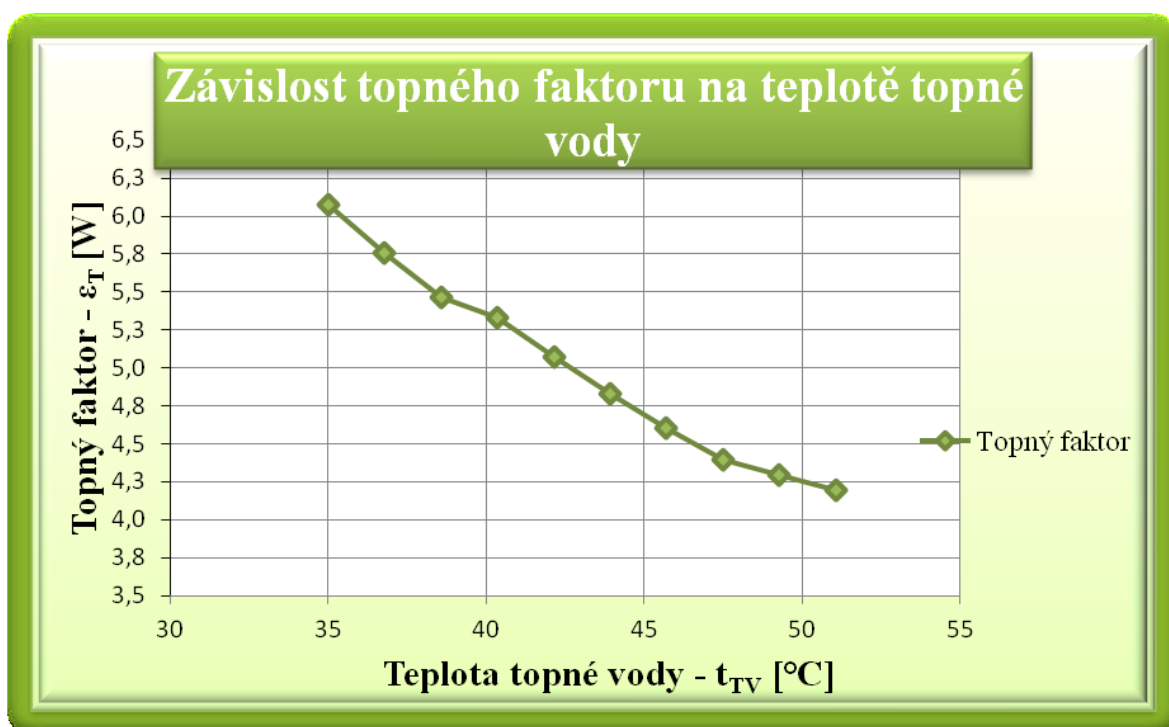
**Technické parametry:**

Objem	18 litrů
Průměr	317 mm
Výška	350 mm
Připojení	G $\frac{3}{4}$ “
Hmotnost	4 kg
Max. pracovní tlak	3 bar

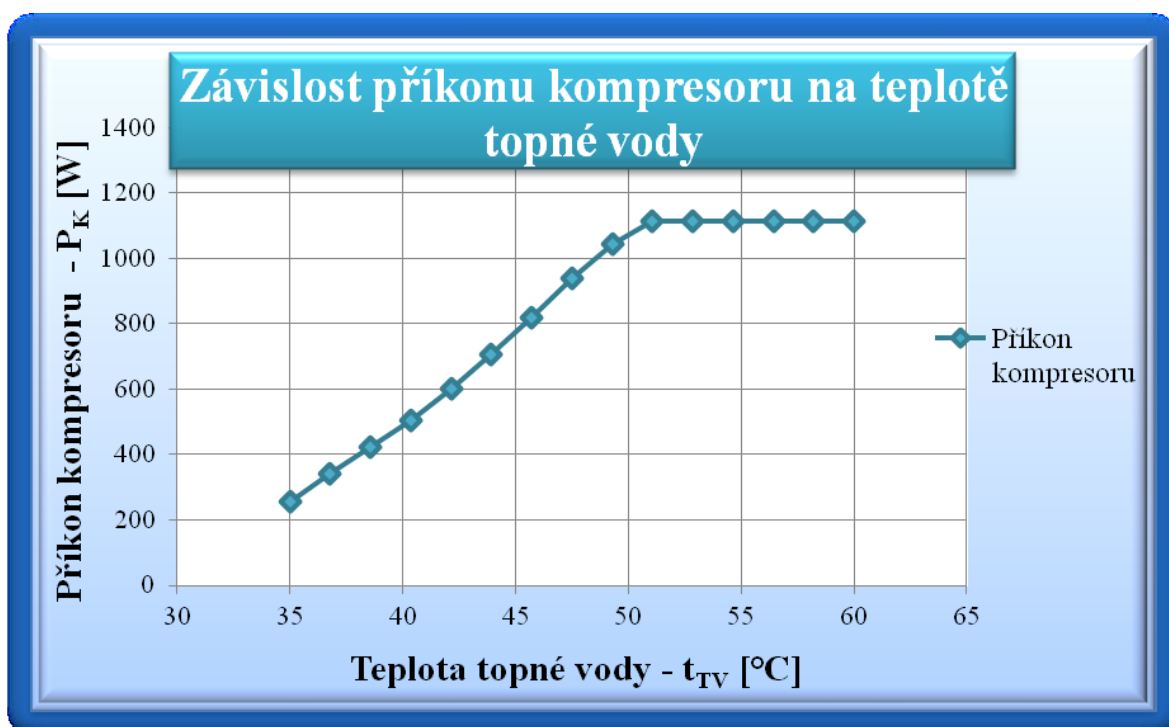
**8.3.7 Příslušenství sekundárního okruhu**

Obdobně jako u prim.okruhu i v sekundárním okruhu je třeba zabezpečit vhodným způsobem rozvod topné vody k jednotlivým zásobníkům a spotřebičům. Jedná se opět o potrubní trasy s jistícími a regulačními prvky viz *tabulka*[8.3].





Graf[9.1] – Závislost topného faktoru na teplotě topné vody



Graf[9.2] – Závislost příkonu kompresoru na teplotě topné vody

## 10. Ekonomické zhodnocení

Závěrečnou částí této diplomové práce je i ekonomické zhodnocení projektu. V současnosti je rodinný dům vytápěn plynovým kotlem v provedení turbo o výkonu  $P = 18 \text{ kW}$  s účinnosti spalování  $\eta_K = 0,85 [-]$  vztažené k výhřevnosti paliva. Přípravu TUV obstarává rovněž tento kotel se zabudovaným zásobníkem užitkové vody.

### 10.1 Náklady na vytápění a přípravu TUV plynovým kotlem – $C_{PK}$

Ceny zemního plynu platné od 1. 1. 2011 jsou stanoveny za energetické jednotky (kWh), které zaručují objektivní účtování závislé na kvalitě a podmínkách dodaného zemního plynu. Cena plynu je uváděna v Kč/MWh a je vztažena ke spalnému teple obsaženému v ZP.

Od 1. 4. 2007 nejsou ceny za energii zemního plynu regulovány, regulovány jsou pouze ceny za distribuci pro domácnosti, které jsou jedenkrát ročně stanovovány energetickým regulačním úřadem (ERU).

[Citace, zdroj [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)]

**Maximální dvousložková cena pro dodávku zemního plynu od Severomoravské plynárenské a.s.**

Roční odběr - [MWh/rok]	Dvousložková cena vč. DPH	
	Cena za plyn - [Kč/MWh]	Stály měsíční plat - [Kč]
<i>nad - do</i>	<i>od 1.1.2011</i>	<i>od 1.1.2011</i>
do 1,89	1 727,60	97,6
nad 1,89 do 9,45	1 241,33	167,94
nad 9,45 do 15	1 120,97	332,29
nad 15 do 20	1 102,08	362,82
nad 20 do 25	1 096,76	391,5

Tabulka[10.1] – Dvousložková cena zemního plynu

Celková roční potřeba tepelné energie pro vytápění a přípravu TUV podle kapitoly[5.3] činí  $19\,233 \text{ kWh/rok}$ . Tedy roční odběr viz tabulka[10.1] nad 15 do 20 MWh/rok.

Vzhledem k tomu, že cena ZP je vztažena k spalnému teple je třeba provést přepočty spalného tepla na výhřevnost zemního plynu.

Dle portálu [tzb.info](http://tzb.info) lze vycházet z  $Q_n = 1,11 \cdot Q_i [\text{MJ/m}^3]$ .

Roční náklady na vytápění a přípravu TUV plynovým kotlem –  $C_{PK}$ 

$$C_{PK} = \frac{Q_{VYT+TUV}}{\eta_K \cdot 1,11} \cdot \text{Cena plynu} + 12 \cdot \text{Stála měsíční platba}$$

$$C_{PK} = \frac{19,233}{0,85 \cdot 1,11} \cdot 1102,08 + 12 \cdot 362,82$$

Rovnice[17]

$$C_{PK} = 29925 \text{ Kč / rok}$$

**10.2 Náklady na vytápění a přípravu TUV tepelným čerpadlem –  $C_{TČ}$** 

Jak již bylo zmíněno v kapitole[6.2] lze provoz TČ, tedy odběr elektrické energie pro jeho pohon zvýhodnit tzv. sazbou D56d.

**Sazba D56d:**

Dvoutarifová sazba pro vytápění s tepelným čerpadlem uvedeným do provozu od 1. dubna 2005 a operativním řízením doby platnosti nízkého tarifu po dobu 22 hodin. [Citace, zdroj [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)]

**Ceny elektrické energie platné od 1. 1. 2011 se skládá:**

- z měsíčního platu za příkon podle jmenovité proudové hodnoty hlavního jističe před elektroměrem, jehož výše v Kč činí:

Jistič	ČEZ [Kč]
do 3x10 A a do 1x25 A včetně	192
nad 3x10 A do 3x16 A včetně	278,4
nad 3x16 A do 3x20 A včetně	336
nad 3x20 A do 3x25 A včetně	408
nad 3x25 A do 3x32 A včetně	508,8
nad 3x32 A do 3x40 A včetně	624
nad 3x40 A do 3x50 A včetně	768
nad 3x50 A do 3x63 A včetně	955,2

- z platu za elektrickou energii naměřenou ve vysokém tarifu:

Vysoký tarif	ČEZ [Kč]
Kč/MWh	2910,44

- z platu za elektrickou energii naměřenou v nízkém tarifu:

Nízký tarif	ČEZ [Kč]
Kč/MWh	2407,61

Tabulky[10.2] – Cena elektrické energie

Roční náklady na vytápění a přípravu TUV tepelným čerpadlem –  $C_{T\check{C}}$ 

Vycházím z *tabulky*[9], kdy je známa celková potřeba tepelné energie pro vytápění a ohřev TUV (TČ+ZZ) za rok a současně je znám průměrný skutečný topný faktor za rok.

$$\varepsilon_{t.SK \text{ PRŮMĚR / ROK}} = \frac{Q_{VYT+TUV}}{\Sigma \text{prikonů}} \Rightarrow \Sigma \text{prikonu} = \frac{Q_{VYT+TUV}}{\varepsilon_{t.SK \text{ PRŮMĚR / ROK}}}$$

$$\Sigma \text{prikonu} = \frac{21090}{3,0} \quad \text{Rovnice[18]}$$

$$\Sigma \text{prikonu} = Pp_{T\check{C}} = 7030 \text{ kWh / rok} = 7,03 \text{ MWh / rok} = 25,308 \text{ GJ / rok}$$

$$C_{T\check{C}} = 12 \cdot \text{Stála měsíční platba} + Pp_{T\check{C}} \cdot \text{platba NT}$$

$$C_{T\check{C}} = 12 \cdot 192 + 7,03 \cdot 2407,61$$

Rovnice[19]

$$C_{T\check{C}} = 19230 \text{ Kč / rok}$$

**10.3 Roční úspora nákladů na vytápění a přípravu TUV -  $C_{\dot{U}N}$** 

$$C_{\dot{U}N} = C_{PK} - C_{T\check{C}}$$

$$C_{\dot{U}N} = 29925 - 19230$$

Rovnice[20]

$$C_{\dot{U}N} = 10695 \text{ Kč / rok}$$

### 10.4 Celkové investiční náklady - $C_{IN}$

*Náklady na pořízení TČ voda / voda činí:*

		Typ	Cena - Kč vč. DPH
Primární okruh	Čerpací studna	Na pozemku je již vybudována	
	Vsakovací studna	Cena vrtu viz. kapitola[8.1.1]	32 000
	Ponorné čerpadlo	AQUACUP – BUCK 900	2 924
	Příslušenství		10 000
Chladivový okruh	Chladivo	R407C	745
	Kompresor	COPELAND – ZH 15 K4E - TFD	18 144
	Presostat	Nízkotlaký - ALCO – PS1 – A3K	1 079
		Vysokotlaký - ALCO – PS1 – A5K	1 179
	Kondenzátor	ALFA NOVA 27 – 30H	15 435
	Výparník	ALFA NOVA 52 – 20H	19 347
	Sběrač chladiva	KLIMAL - FM 4,6 21	1 366
	Filtrdehydrátor	ALCO – BFK 083	756
	El.magnetický ventil	ALCO – 200 RB T 3	2 880
	Průhledítko	ALCO – AMI – 1TT3	625
	Expanzní ventil	ALCO – TIE 2 – NW	1 565
	Měděné potrubí	Trubka Cu do $\phi$ 16x1 mm - 15m	2 502
Sekundární okruh	Akumulační zásobník	REGULUS – PS2F 300	11 426
	Izolace	Pro aku. zásobník	5 368
	Trubkový výměník AZ	REGULUS – 6152	7 542
	Zásobník TUV vč. izolace	REGULUS – R0BC 300	19 440
	El.topná tělesa AZ+TUV	REGULUS – 10116	6 490
	Oběhové čerpadla 2x	GRUNDFOS – UPS 25 - 40	4 200
	Expanzní nádoba	REGULUS – GITRAL – MB18	955
	Příslušenství		10 000
<b>Celková suma</b>			<b>175 968</b>

Tabulka[10.4] – Pořizovací náklady na TČ

#### **Dotace na TČ – Zelená úspora:**

Od roku 2009 jsou dotace na tepelná čerpadla nárokové, to znamená, že každý, kdo splní podmínky dotačního programu Zelená úsporám, tuto dotaci získá. Výška dotace na tepelná čerpadla je dána typem dotovaného tepelného čerpadla:

[Citace, zdroj [www.cerpadla-ivt.cz](http://www.cerpadla-ivt.cz)]

- Dotace na TČ země/voda – 75000 Kč
- Dotace na TČ voda/voda – 75000 Kč
- Dotace na TČ vzduch/voda – 50000 Kč

Celkové investiční náklady -  $C_{IN}$  $C_{IN} = \text{Náklady na pořízení TČ} - \text{Dotace}$ 

$$C_{IN} = 175\,968 - 75\,000$$

Rovnice[21]

$$C_{IN} = 100\,968 \text{ Kč}$$

**10.5 Doba návratnosti investic -  $D_{NI}$** 

$$D_{NI} = \frac{C_{IN}}{C_{\dot{U}N}}$$

$$D_{NI} = \frac{100968}{10695}$$

Rovnice[22]

$$D_{NI} = 9,5 \text{ let}$$

**11. Environmentální zhodnocení**

V současnosti se klade obrovský důraz na ochranu ovzduší a životního prostředí především, snižováním emisních látek. Z těchto důvodů je proto nedílnou součástí tohoto projektu i srovnání produkce znečišťujících látek, stávajícím plynovým kotlem a navrženým TČ.

Pro určení množství vypouštěných znečišťujících látek je třeba vycházet z emisních limitů daného zdroje, tedy druhu spalovaného paliva jeho množství, výhřevnosti a dalších faktorů. Emisní limity pro tuhé znečišťující látky,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  a CO jsem odečet z nařízení č.352/2002 sb.,  $\text{CO}_2$  z vyhlášky č.425/2004 sb. a portálu TZB-Info.

Jmenovitý tepelný výkon	Typ zdroje emisí	Emisní limity v	TZL	$\text{SO}_2$	$\text{NO}_x$	CO	$\text{CO}_2$
< 0,2 MW	Elektrická energie	kg / rok	0,02591	0,489376	0,415698	0,0393	325
< 0,2 MW	Zemní plyn		0,0006	0,0003	0,0472	0,0094	56

Tabulka[11] – Hodnoty emisních faktorů pro daný typ zdroje



### 11.1 Výpočet produkce emisí TČ

Při výpočtu vycházím z *tabulky[11]* – Emisní limity při výrobě el. energie (Systémové zdroje včetně jaderných a vodních) a *Rovnice[18]* celkového příkonu TČ. Uvádím zde výpočet emisí SO<sub>2</sub>, ostatní znečišťující složky jsou vypočteny stejným způsobem.

Emise Oxidu siřičitého –  $E_{SO_2}$

$$E_{SO_2} = SO_2 \cdot Pp_{TČ}$$

$$E_{SO_2} = 0,489376 \cdot 25,308$$

*Rovnice[23]*

$$E_{SO_2} = 12,39 \text{ kg / rok}$$

### 11.2 Výpočet produkce emisí plynovým kotlem

Při výpočtu vycházím z *tabulky[11]* – Emisní limity při spalování zemního plynu a *kapitoly[5.3]*, kdy je známa celková spotřeba energie za rok na vytápění a přípravu TUV plynovým kotlem. Uvádím zde výpočet emisí SO<sub>2</sub>, ostatní znečišťující složky jsou vypočteny stejným způsobem.

Emise Oxidu siřičitého –  $E_{SO_2}$

$$E_{SO_2} = SO_2 \cdot Q_{VYT+TUV}$$

$$E_{SO_2} = 0,0003 \cdot 69,2388$$

*Rovnice[24]*

$$E_{SO_2} = 0,0208 \text{ kg / rok}$$

### 11.3 Porovnání obou zdrojů

Typ zdroje emisí	Produkce emisí v	TZL	SO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	CO	CO <sub>2</sub>
Elektrická energie	kg / rok	0,66	12,39	10,52	0,99	8225,10
Zemní plyn		0,04	0,02	3,27	0,65	3877,37

*Tabulka[11.3] – Porovnání produkce emisí TČ a plynovým kotlem*

Jak je patrné z *tabulky[11.3]* produkce znečišťujících látek je u tepelného čerpadla ve všech složkách vyšší než u plynového kotle. Z převážné části je to dáno tím, že výroba elektrické energie pro pohon TČ se vyrábí v uhelných elektrárnách a teplárnách, které jsou producenty těchto škodlivých látek. Při spalování zemního plynu vzniká rovněž ve srovnání s tuhými i kapalnými palivy daleko méně škodlivin.

## 12. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout systém vytápění a přípravy užitkové vody, pro rodinný dům s využitím tepelného čerpadla voda – voda. Součástí tohoto projektu bylo i ekonomické porovnání a zhodnocení navrženého systému z hlediska úspor nákladů na vytápění.

Návrh tepelného čerpadla jsem aplikoval na rodinném domě situovaném v okrese Ostrava Stará-Bělá s výpočtovou venkovní teplotou  $t_e = -15^\circ\text{C}$  a celkovou vypočtenou ztrátou  $Q_{CRD} = 5,2 \text{ kW}$ . Při takto nízkých tepelných ztrátách, nebylo již nutné jednopodlažní novostavbu s neobytným podkrovím dále zateplovat. Z těchto důvodů jsem se již v následujících kapitolách zaměřil na samotný návrh systému. Podle zadaných parametrů bylo zjištěno, že tepelné čerpadlo není schopno samo pokrýt potřebu tepelné energie, zejména v zimních měsících. Proto bylo nutné přiřadit přídatný zdroj tepla a stanovit bivalentní provoz.

Vedle vytápění se na celkovém potřebném výkonu TČ podílela i celoroční přípravu teplé užitkové vody a zvýhodněná dvoutarifová sazba za elektrickou energii.

V následujících kapitolách jsem na základě maximálního potřebného výkonu a základních výpočtů, zvolil jednotlivé prvky chladivového okruhu.

V závěrečné části diplomové práce jsem provedl ekonomické a environmentální zhodnocení, navrženého tepelného čerpadla se současným vytápěcím systémem.

Celkové pořizovací náklady včetně dotace od státu byly stanoveny na  $C_{IN} = 100968 \text{ Kč}$ .

Roční úspora provozních nákladů na vytápění a přípravu TUV, proti vytápění zemním plynem, je  $C_{UN} = 10695 \text{ Kč}$ . Z toho vychází prostá návratnost na 9,5 let.

Životnost tepelného čerpadla se v literatuře uvádí na dobu okolo 20let. Podle stanovené návratnosti a celkové roční úspore nákladů lze usoudit, že tento projekt je za současných podmínek návratnou investicí.

Při environmentálním zhodnocení vycházela u TČ větší produkce znečišťujících látek než u plynového kotle. Je to dáno především tím, že na výrobě el. energie pro pohon TČ se z hlavní části podílí uhelné elektrárny, které produkují větší množství emisí.

Závěrem je třeba zmínit fakt, že návratnost ovlivňuje řada faktorů, které by mohly v budoucnu nejen snížit, ale současně i zvýšit celkové provozní náklady celého projektu.

## 12.1 Seznam použité literatury

- [1] Roman Šubrt, *Tepelné izolace domů a bytů*, Praha 1999, Nakladatelství Grada
- [2] Vladimír Blahož a Zdeněk Kadlec, *Základy sdílení tepla*, Ostrava 2000, Edice SPBI spektrum 2
- [3] Kamínský a Mojmír Vrtek, *Obnovitelné zdroje energie*, Ostrava 1998, VŠB-TUO
- [4] Antonín Žeravík, *Stavíme tepelné čerpadlo*, První vydání 2003, EURO-PRINT
- [5] ČSN 060210: *Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění*, Květen 1994
- [6] ČSN 730540-2: *Tepelná ochrana budov – Požadavky*, Květen 2002
- [7] ČSN 730540-3: *Tepelná ochrana budov – Navrhované hodnoty veličin*, Listopad 2005
- [8] Moran M.J., Shapiro H.N., *Fundamental of engineereneing thermodynamics*, 2.vyd. New York: John Wiew & Sons, Inc., 1992.

## 12.2 Seznam webových zdrojů

- [1] <http://www.alfaco.cz/>
- [2] <http://www.tzb-info.cz>
- [3] <http://www.tepelne-cerpadlo.biz/voda-voda>
- [4] [http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/vrt/Klimatologicke\\_udaje/](http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/vrt/Klimatologicke_udaje/)
- [5] <http://www.spszl.cz>
- [6] <http://www.schiessl.cz>
- [7] <http://www.top-cerpadla.cz>
- [8] <http://www.regulus.cz>
- [9] <http://www.hbcpumpy.cz>
- [10] <http://www.eltex-km.cz>
- [11] <http://www.wienerberger.cz/>
- [12] <http://www.vasestavebniny.cz>
- [13] <http://www.cerpadla-ivt.cz>
- [14] <http://www.asb-portal.cz>

## 12.3 Seznam příloh

- [1] Půdorys rodinného domu
- [2] Výpočet tepelných ztrát jednotlivých místností
- [3] CD-Disk
- [4] Výkon TČ a ZZ při monoenergetickém a alternativním provozu
- [5] Výpočet tepelného čerpadla (EES)
- [6] Návrh výměníku tepla (ALFA LAVAL)

#### **12.4 Seznam výkresové dokumentace**

[1]	Tepelné čerpadlo	A1 - [1] - TČ
[2]	Schéma zapojení	A1 - [2] - SZ
[3]	Dispoziční uspořádání	A1 - [3] - DU

#### **13. Přílohy**